



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Faculdade de Engenharia

Caixa de velocidades automática para veículo de ultra-baixo consumo

(Versão final após defesa)

Danilo Francisco Nereu Lopes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, dezembro de 2019

Agradecimentos

Queria agradecer às pessoas possibilitaram que este trabalho aqui apresentado fosse realidade.

Primeiramente um apreço aos meus pais pela oportunidade que me conceberam de ingressar na Universidade, de certa forma concretizando um objetivo que não tiveram oportunidade de concretizar.

Seguidamente meu apreço vai para o meu Orientador, Professor Doutor Paulo Fael, pela oportunidade e orientação que me concebeu de desenvolvermos este trabalho, demonstrando sempre disponível e transmitindo inúmeros conhecimentos desde o início do curso à sua finalização.

Por último, não menos importante, deixo um agradecimento a toda comunidade académica da Universidade da Beira Interior, pelo acolhimento, amizade e auxílio sempre demonstrado.

Resumo

A vulnerabilidade energética agregada à problemática ambiental tem despertado ao longo dos anos à conscientização para a problemática dos recursos energéticos não renováveis, predominantes a nível mundial, estando esta temática cada vez mais na ordem do dia. Neste panorama nasceu a *Shell EcoMarathon*, concurso de âmbito académico, realizado anualmente a nível mundial, com o objetivo de promover tanto a eficiência energética como também a investigação a meios alternativos de aproveitamento energético.

Esta competição, fundada nos anos 80, visa promover a tónica da eficiência energética e ambiental por meio da competição de protótipos automóveis desenvolvidos por estudantes das mais diversas Universidades a nível mundial, onde a Universidade da Beira Interior tem marcado presença regular, desde o ano 2000, com o desenvolvimento do *UBIcar*, sendo este já premiado por diversas vezes.

O *UBIcar*, protótipo desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Eletromecânica, vem sendo aperfeiçoado ao longo dos anos, sendo este preparado anualmente para sua participação na *Shell EcoMarathon Europa*. Esta conceção do veículo envolve a participação dos estudantes em diversas vertentes visando o seu melhoramento a cada ano, tornando-o cada vez mais eficiente, nas diferentes vertentes de um automóvel, tendo em conta o âmbito da competição.

Nesta vertente tem-se a elaboração do presente trabalho, objetivando o aperfeiçoamento do sistema de transmissão do veículo, com o desenvolvimento de um conceito de caixa de velocidades, uma vez que este não dispõe deste mecanismo. Neste seguimento, a conceção deste elemento focou-se no estudo de sistema viáveis de implementação no veículo em causa e que permitem um funcionamento automático, culminando assim na abordagem a mecanismos centrífugos, embraiagens centrífugas.

Palavras-chave:

Shell EcoMarathon, UBIcar, Eficiência energética, caixa de velocidades, embraiagens centrífugas.

Abstract

The added energy vulnerability to the environmental problem has aroused over the years the awareness of a problem of non-renewable energy resources, prevalent in the world, that is allowed this theme increasingly on the agenda. In this context, the *Shell EcoMarathon*, a worldwide academic competition, was born with the objective of promoting both energy efficiency and the investigation of alternative means of energy use.

This competition, founded in the 80's, aims to promote the emphasis on energy and environmental efficiency through the competition of car prototypes developed by students from the most diverse universities worldwide, where the University of Beira Interior has been present regularly since 2000's, with the development of *UBIcar*, which has been awarded several times.

UBIcar, a prototype developed by the Department of Electromechanical Engineering, has been refined over the years, being prepared annually for its participation in *Shell EcoMarathon* Europe. This vehicle design involves the participation of students in various aspects aiming at its improvement each year, making it increasingly efficient, in different aspects of a car, considering the scope of the competition.

In this aspect we have the elaboration of the present work, aiming at the improvement of the vehicle transmission system, with the development of a gearbox concept, since it does not have this mechanism. In this follow-up, the design of this element focused on the study of viable implementation systems in the vehicle in question and that allow automatic operation, thus culminating in the approach to centrifugal mechanisms, centrifugal clutches.

Keywords:

Shell EcoMarathon, UBIcar, Energy Efficiency, gear box, centrifugal clutches.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract	vii
Lista de símbolos	xi
Lista de figuras	xiii
Lista de tabelas	xv
1. Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivo do trabalho	3
1.3 Estrutura do trabalho	4
2. Revisão de conceitos	5
2.1 Linha de transmissão automotiva	5
2.2 Conceito de transmissão automática com embraiagens centrífugas	15
2.3 Transmissão mecânica de movimento	16
3. Sistematização do desenvolvimento do projeto	19
3.1 Conceitos gerais de projeto	19
3.2 Caracterização do caso de estudo	24
3.3 Idealização do conceito	33
4. Desenvolvimento projeto de detalhe do sistema	57
4.1 Estudo da capacitação e adequação das embraiagens	57
4.2 Desenho do sistema	63
4.3 Dimensionamento mecânico do sistema	67
5. Conclusões	81
Bibliografias	83
Lista de websites consultados	85
Anexos	87

Lista de Símbolos

A	Área
C_d	Coeficiente de atrito aerodinâmico
C_r	Coeficiente de atrito rolamento
d_{1B}	Diâmetro primitivo engrenagem 1B
d_{3B}	Diâmetro primitivo engrenagem 3B
F_a	Força atrito
F_{aa}	Força atrito aerodinâmico
F_r	Força atrito rolamento
F_m	Força motora
F_g	Força gravítica
F_c	Força centrífuga
F_d	Força de deslocamento
F_p	Força de pressão prato pesos
F_{mola}	Força compressão das molas
F_t	Força tangencial
F_{1B}	Força tangencial engrenagem 1B
F_{3B}	Força tangencial engrenagem 3B
i_{AB}	Relação transmissão entre os veios A e B
K	Fator de operação
mm	Milímetros
m	Massa
n_s	Fator de segurança
n_f	Número de faces de discos de atrito em contacto
n°	Número
Nm	Newton metro
P	Potência [w]
Rad/s	Radiano por segundo
RPM	Rotações por minuto
R_r	Raio da roda
S_{ut}	Resistência última à tração
S_y	Limite elástico
S_e	Limite fadiga
Sen	Seno
T_{motor}	Binário do motor
T	Capacidade binário embraiagem sapatas
T_{dico}	Capacidade de binário por disco

T_{transf}	Capacidade binário embraiagem multi-disco
T_r	Binário final nas rodas
v	Velocidade [m/s]
W	Peso
θ	Ângulo de inclinação
ρ	Densidade
ω	Velocidade angular [rad/s]

Lista de Figuras

Figura 1.1 Participação da UBicar na Shell Eco Marathon	3
Figura 2.1 Classificação dos motores (adaptado de [1])	6
Figura 2.2 Imagem em corte longitudinal de um motor de combustão interna [A3]	7
Figura 2.3 Esquema de funcionamento das caixas de velocidades manual [A4]	11
Figura 2.4 Esquema de funcionamento das caixas de velocidades semi-automática (adaptado de [A5]).	12
Figura 2.5 Esquema de funcionamento da transmissão CVT [A7]	14
Figura 2.6 Esquema da transmissão automática com embraiagens centrífugas [5]	15
Figura 2.7 Transmissão por engrenagens [A8]	16
Figura 2.8 Transmissão por correntes [A9]	17
Figura 3.1 Fases de projeto (adaptado de [6])	21
Figura 3.2 Fases de projeto [6]	23
Figura 3.3 Sistema de coordenadas dinâmica automóvel [7]	25
Figura 3.4 Progresso coeficiente atrito aerodinâmico [1]	27
Figura 3.5 Sistemas do automóvel (adaptado [A10])	28
Figura 3.6 Dados técnicos do motor Honda GX160 [A11]	29
Figura 3.7 Sistema de transmissão UBicar	30
Figura 3.8 Esquema do sistema de transmissão do UBicar	31
Figura 3.9 Esquema do sistema de transmissão auto-modelo da Serpent (adaptado de [A11])	35
Figura 3.10 Exemplificação do estudo desenvolvido (início marcha)	37
Figura 3.11 Velocidade do veículo versus velocidade de rotação do motor	38
Figura 3.12 Embraiagem centrífuga de sapatas (adaptado de [A12])	40
Figura 3.13 Embraiagem centrífuga multi-disco (adaptado de [A13])	44
Figura 3.14 Esquema representativo do modo de funcionamento da embraiagem centrífuga multi-disco (adaptado de [1])	46
Figura 3.15 Gráfico comparativo das embraiagens centrífugas	49
Figura 3.16 Esquema representativo da caixa de velocidades idealizada	50

Figura 3.17 Esquema representativo do funcionamento em ralenti	51
Figura 3.18 Esquema representativo do funcionamento na primeira marcha	52
Figura 3.19 Esquema representativo do funcionamento na segunda marcha	53
Figura 4.1 Dados da relação de transmissão entre os veios A e B	57
Figura 4.2 Curva característica do veio A	58
Figura 4.3 Curva característica do veio B	58
Figura 4.4 Representação esquemática da lógica do funcionamento da embraiagem centrífuga	59
Figura 4.5 Exemplo do peso da embraiagem modificado	60
Figura 4.6 Gráfico comparativo da modificação dos pesos	60
Figura 4.7 Exemplo do núcleo da embraiagem modificado	61
Figura 4.8 Gráfico comparativo da modificação do núcleo	61
Figura 4.9 Prato de pesos	62
Figura 4.10 Sistema completo da caixa de velocidades	63
Figura 4.11 Vista isométrica em caixa	63
Figura 4.12 Vista em corte	64
Figura 4.13 Vista frontal	64
Figura 4.14 Veio A (eixo de entrada)	65
Figura 4.15 Veio A com legenda	65
Figura 4.16 Veio B (eixo de saída)	66
Figura 4.17 Veio B com legenda	66
Figura 4.18 Representação dos esforços na veio B	71
Figura 4.19 Representação dos diagramas de esforços	73
Figura 4.20 Representação das características da mudança de secção do veio	74
Figura 4.21 Representação do esforço radial no rolamento [10]	76
Figura 4.22 Tabela de rolamentos	77
Figura 4.23 Representação roda livre [A13]	78
Figura 4.24 Catálogo de rolamentos [A13]	79

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Coeficiente de atrito de rolamento	28
Tabela 3.2 Características gerais do veículo	32
Tabela 3.3 Especificações do conceito de caixa de velocidades	33
Tabela 3.4 Avaliação comparativa entre mecanismos transmissão movimento	39
Tabela 3.5 Especificações gerais do conceito de caixa de velocidades	54
Tabela 3.6 Dados para dimensionamento do veio	54
Tabela 3.7 Dados para dimensionamento dos rolamentos	55
Tabela 3.8 Dados para dimensionamento da corrente	55
Tabela 3.9 Dados para dimensionamento das embraiagens	55
Tabela 3.10 Dados para dimensionamento da roda livre	56
Tabela 4.1 Tabela com os diferentes requisitos mecânicos da caixa	67
Tabela 4.2 Especificação dos parâmetros dos veios	70
Tabela 4.3 Fatores modificadores do limite de fadiga da peça (veio B)	75

1 Introdução

A eficiência energética tem vindo, cada vez mais, à ordem do dia, no panorama da mobilidade urbana, tanto devido à problemática ambiental, tendo em conta a poluição causada pelo uso dos combustíveis fósseis pelos meios de transporte, como também atendendo às questões económicas.

Os combustíveis fósseis representam recursos energéticos não renováveis, sendo assim uma fonte energética cujo extinção se torna cada vez mais real. Neste sentido, várias têm sido as vertentes na pesquisa de meios de aproveitamento dos recursos energéticos amigos do ambiente e, da mesma forma, na vertente da otimização dos sistemas que fazem uso dos combustíveis fósseis.

Assim tem-se o papel da *Shell EcoMarathon*, uma competição oficialmente iniciada nos anos 80, de foro académico a nível mundial visando em primeiro lugar a consciencialização da comunidade académica para esta problemática. Deste modo, a competição visa estimular a investigação neste âmbito, dando espaço aos estudantes para exporem sua criatividade na conceção de ideias que poderão estar no surgimento de novas tecnologias com vista a eficiência energética.

1.1 Enquadramento do trabalho

1.1.1 Shell EcoMarathon

A *Shell EcoMarathon* teve origem em 1939 nos Estados Unidos da América, numa aposta amigável entre cientistas dos laboratórios da Shell, em que o objetivo seria percorrer, com os próprios automóveis, a maior distância possível com um galão de combustível. Desta iniciativa insólita deu-se origem à grande competição que é hoje a *Shell EcoMarathon*. Todavia a sua inauguração oficial é datada de 1985 em França [1].

Hoje em dia esta competição é disputada a nível mundial, tanto na Europa como na Ásia em África e nas Américas, dividida em diferentes classes de veículos, onde a eficiência é avaliada por engenheiros especialistas da área, sendo premiados vencedores de cada categoria. As classes da competição são:

- *Prototype*
- *Urban Concept*

Os *Prototype* são veículos com design alternativo, cujo objetivo primordial passa pela potencialização da eficiência energética através da minimização da massa e do efeito do atrito aerodinâmico atuante sobre o veículo.

Por sua vez a categoria *Urban concept* destina-se à concessão de modelos similares aos veículos citadinos comuns, onde se objetiva o aprimoramento dos mesmos com vista a uma maior eficiência energética. Para competir nesta classe, o veículo deverá cumprir um conjunto de regras e diretrizes de design, principalmente apresentar uma cabine fechada, dispor de quatro rodas com freio a disco, portas com tamanho razoável, estar equipado com luzes dianteiras e traseiras.

O objetivo da categoria *Urban concept* é demonstrar o ponto atual em termos da tecnologia dos motores de combustão interna e os sistemas adjacentes, como também a tecnologia dos motores elétricos, demonstrando o quanto pode ser potencializado o aproveitamento energético se a energia for usada de maneira ideal, bem como sendo os veículos projetados da maneira mais adequada e eficiente.

Nestas duas classes os participantes são subdivididos em três categorias, tendo em conta sua fonte de energia.

- Baterias elétricas
- Células de combustível a hidrogénio
- Motores de combustão interna

A equipa da Universidade da Beira Interior apresenta o *UBIcar* que atualmente se engloba na categoria dos *Urban Concept* e na subcategoria dos motores de combustão interna, a gasolina.

1.1.2 UBIcar

O *UBIcar*, protótipo automóvel desenvolvido pela Universidade da Beira Interior com a participação dos estudantes em diferentes vertentes, desenvolvido desde do ano 2000, consiste num modelo de ultra-baixo consumo [2]. O *UBIcar* tem sido pioneiro em possibilitar aos estudantes colocar em prática os conhecimentos adquiridos ao longo do curso, uma vez sendo um veículo de competição tem sido objeto de constante desenvolvimento e aperfeiçoamento visando a sua otimização nas mais diversas vertentes.



Figura 1.1 - Participação da UBicar na Shell EcoMarathon, Holanda [A2].

1.2 Objetivo do trabalho

A par de outros trabalhos de Dissertação desenvolvidos neste âmbito, este trabalho de Dissertação visa propor melhorias ao desempenho do veículo, neste caso em termos do seu sistema de transmissão. Neste sentido o presente trabalho teve como objetivo a remodelação do sistema de transmissão do veículo, com desenvolvimento de um conceito de caixa de velocidades, viável de conceção e implementação, propondo sua inclusão e desta forma suprir as necessidades verificadas pela sua inexistência.

Ao dispor de uma linha de transmissão mecânica que incluía a caixa de velocidades, o veículo será capaz de apresentar um melhor balanço em termos binário/velocidade, tornando-o assim mais versátil nas diferentes condições de carga a que é sujeito durante a prova, desta forma otimizando consideravelmente o rendimento do seu sistema de transmissão, o que se irá traduzir numa maior eficiência energética.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho está dividido em 5 capítulos. No presente capítulo têm-se o enquadramento do âmbito do trabalho, referindo o contexto em que se encontra inserido e expondo o que se objetiva com o seu desenvolvimento. No capítulo II, por sua vez, é feita uma abrangente pesquisa e avaliação aos diferentes conceitos de caixas de velocidades atualmente em uso nos veículos citadinos. Também é feita uma revisão à constituição geral dos sistemas de transmissão de diferentes tipos de veículos automotores, onde se tem desde modelos usuais a conceitos excepcionais.

Capítulo III, tendo sido expostos os diferentes conceitos, é dado início à idealização do conceito de caixa de velocidades a desenvolver, concluindo com o desenvolvimento da caixa. Nesta fase, previamente é feita uma avaliação a conceitos de transmissão automática aplicado a veículos similares. Em seguida, conjuntamente com o desenvolvimento do conceito, é feita a avaliação do veículo, correlacionando as diferentes características apresentadas pelo mesmo com o conceito de transmissão em desenvolvimento, de modo a viabilizar a sua implementação e assegurar que apresenta as características desejadas. Nesta perspetiva, é feito um estudo ao comportamento dinâmico apresentado pelo veículo considerando a existência de uma caixa de velocidades no seu sistema de transmissão.

Seguidamente, no capítulo IV, é desenvolvido o desenho do sistema, com recurso ao programa *SolidWorks*, como também é feita a adequação e o dimensionamento dos diferentes órgãos mecânicos a serem incorporados na caixa. Por último no capítulo V é feita a avaliação final ao trabalho, destacando um conjunto de ilações obtidas com o seu desenvolvimento.

2 Revisão de conceitos

Neste capítulo será elucidado a temática subjacente ao contexto do trabalho, no qual sendo um projeto desenvolvido na vertente, foi elaborada uma revisão bibliográfica acerca dos principais aspetos relativos à transmissão automotiva.

2.1 Linha de transmissão automotiva

O sistema de transmissão é imprescindível ao automóvel tendo em conta a função por este desempenhado, atuando como intermediador entre o motor, sistema de propulsão, e o eixo motriz, por onde é efetivada a capacidade de locomoção do automóvel.

“Todas as formas de meios de transporte, desde os navios aos aviões, dispõem de um sistema de transmissão como forma de converter as rotações e o binário desenvolvidos pelo seu sistema de propulsão. É função do sistema de transmissão adaptar os parâmetros da propulsão aos parâmetros de tração, tendo este um efeito decisivo na capacidade de performance, níveis de consumo como também na fiabilidade e segurança.” [G. Lechner]

Neste sentido, o sistema de transmissão pode ser definido como o conjunto de órgãos do automóvel responsáveis pela efetivação da sua locomoção, uma vez sendo habilitado à modificação do binário e da velocidade desenvolvidos pelo motor em virtude da força de tração necessária. Este tem como funções transmitir às rodas motrizes o trabalho desenvolvido pelo motor, possibilitar que o veículo permaneça imóvel com o motor em funcionamento, possibilitar a inversão de marcha. De modo generalizado, o sistema de transmissão é constituído pelos seguintes órgãos:

- Embraiagem
- Caixa de velocidade
- Eixo diferencial

Não obstante a locomoção do automóvel tem origem na ação primária do motor, sendo este responsável por desenvolver a energia mecânica, força motriz expressa em movimento circular contínuo, necessária à rotação das rodas.

2.1.1 O Motor

Os motores são classificados em função de diferentes parâmetros, como sendo o tipo de movimento, a capacidade, fonte de energia, ciclo de trabalho, entre outros aspetos. Dentro destas classificações temos os motores de combustão, sendo uma variante dos motores térmicos, que por sua vez está subdividido em diferentes categorias, como o caso dos motores de combustão interna.

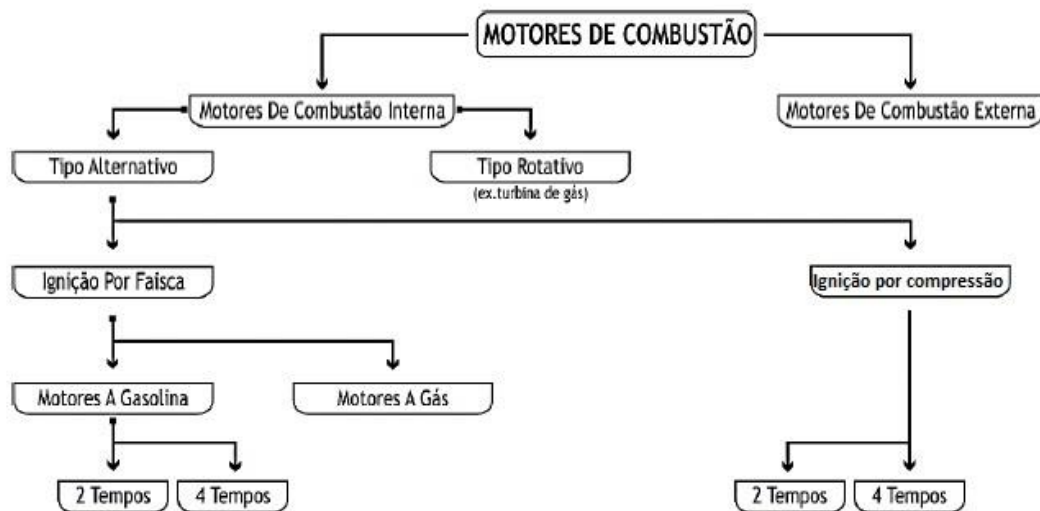


Figura 2.1 - Classificação dos motores (adaptado de [1]).

Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas capazes de desenvolver energia mecânica, a partir da energia química contida nos combustíveis, que irá ser usada para fazer mover o veículo. Esta conversão de energia é desenvolvida no seu interior através do processo de combustão, daí a sua designação como sendo motor de combustão interna.

O processo de combustão representa uma reação química entre uma mistura de um combustível e o oxigénio, sendo o combustível geralmente um derivado do petróleo. Este processo é gerado dentro do conjunto de cilindros do motor, comumente designada de câmara de combustão. Como resultado da força da combustão têm-se o movimento alternante dos êmbolos.

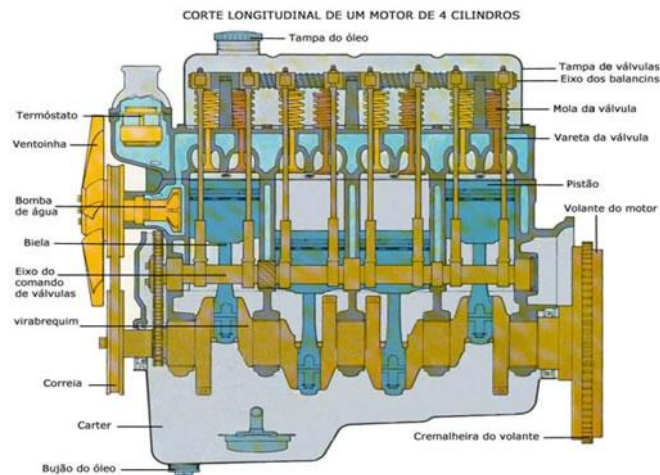


Figura 2.2 - Imagem em corte longitudinal de um motor de combustão interna [A3].

A caracterização de um motor é na sua generalidade dada pela especificação da sua cilindrada, potência e binário desenvolvido. A cilindrada do motor caracteriza o volume do(s) cilindro(s) de combustão percorrido pelo êmbolo, durante o processo de combustão, sendo denominado de volume varrido ou cilindrada. A soma da cilindrada de todos os cilindros é designada de cilindrada do motor, sendo este geralmente expressa em centímetros cúbicos.

A potência do motor por sua vez quantifica o trabalho realizado por este num determinado intervalo de tempo, logo quanto maior for a potência maior será a sua capacidade do motor de desenvolver trabalho. Sendo o trabalho determinado pela força resultante da combustão fazendo percorrer o êmbolo, este é comumente entendido na lógica de que quanto maior for a potência do motor maior será a velocidade que o veículo é capaz de atingir.

O binário, por sua vez, representa a força do motor, útil na capacitação do veículo em diferentes segmentos da utilidade corrente do mesmo, tais como vencer declives, transporte de carga, ou até mesmo na recuperação aquando de uma ultrapassagem. O binário por sua vez é expresso em Newton metro [N·m]. Tanto o binário quanto a potência variam em função da velocidade de rotação do motor.

2.1.2 A embraiagem

A embraiagem, por sua vez, é o órgão no sistema de transmissão que tem como função controlar o fluxo de energia mecânica procedente do motor às rodas motrizes. Sendo concebida com a finalidade de ligar e desligar o sistema de propulsão do sistema de transmissão, apresenta-se como o elo ligação entre o motor e a caixa de velocidades.

O modo de funcionamento das embraiagens está intimamente correlacionado com o seu tipo de comando, tendo em conta a diversidade de tipos de embraiagens. Não obstante, na grande maioria das embraiagens, o seu modo de atuação depende em última instância da força de atrito, tendo elementos de fricção, por um lado associados ao veio do motor e por outro ao eixo de transmissão. Uma vez que as diferentes partes se encontram girando a velocidades diferentes, esta deverá sincronizar as velocidades e deste modo possibilitar a transferência de energia. Nesta lógica pode-se dizer os elementos da embraiagem, se encontram subdivididos em três grupos, sendo eles:

- Grupo mandante: ligado ao volante do motor e girando solidariamente com este;
- Grupo mandado: ligado à transmissão e girando solidariamente com ela;
- Grupo operacional: que atuando efetue a ligação entre os dois grupos acima anteriores.

Ao acionar a embraiagem o fluxo de energia mecânica é interrompido, ou seja, deixa de existir a ligação mecânica entre o motor e as rodas de tração, possibilitando o engrenamento da marcha desejada como também imobilizar o veículo tendo o motor em funcionamento. Seguidamente o atrito desenvolvido pelos elementos de fricção, prato de pressão e os discos de fricção, inflige a retoma da conexão entre as duas partes distintas, de forma que o esforço produzido pelo motor seja transmitido para o sistema de transmissão e de seguida às rodas, via diferencial. Contudo, nesta etapa designada de fase transitória, onde tendo as duas partes girando a velocidades diferentes a transmissão de potência será gradualmente restaurada, deste modo infligindo uma suave e progressiva transferência do esforço produzido pelo motor à caixa de velocidades.

As embraiagens também podem apresentar um funcionamento húmido, imersas em fluidos de trabalho que evita o aumento da temperatura, e auxilia na conservação da mesma como também possibilitando um funcionamento suave. Contudo, este modo de funcionamento apresenta relativamente às embraiagens secas um menor rendimento na transmissão, tendo em conta o escorregamento entre os discos em função do decréscimo do coeficiente de atrito neste modo de funcionamento.

2.1.2.1 Tipos de comando das embraiações

Comando hidráulico

Nesta tipologia por sua vez, o acionamento da embraiagem é dado pelo sistema hidráulico incorporado no seu sistema mecânico, tendo de resto o mesmo modo de funcionamento das embraiações de comando mecânico. Esta apresenta a vantagem de ser mais duradoura, apresentar uma operação mais fácil. Contudo apresenta uma maior necessidade de manutenção sendo necessário uma regular verificação do fluido de trabalho uma vez sendo impossível a sua utilização sem um correto funcionamento do seu sistema hidráulico.

Comando eletromagnético

As embraiações de comando eletromagnético apresentam a capacidade de operação autónoma, controlada eletronicamente, com o processo de acoplamento/desacoplamento conseguido pela criação de um campo eletromagnético. Esta característica proporciona um funcionamento veloz e suave, contudo estará propensa a apresentar um sobreaquecimento tendo em conta que a energia despendida quando esta se encontra acoplada é dissipada em forma de calor pelo atuador.

Comando centrífugo

Esta tipologia de embraiagem frequentemente empregue em veículos automotores de pequeno porte, é uma variante que também apresenta um modo de funcionamento automático, onde o acoplamento/desacoplamento da embraiagem será conseguido em função da velocidade rotação do eixo motor. Dispondo de massas, irá se dar o acoplamento, e desacoplando automaticamente, em função da velocidade de rotação do motor, pela ação da força centrífuga.

2.1.3 As caixas de velocidades

A caixa de velocidades é por sua vez um dos elementos com maior relevância na linha de transmissão automotiva sendo o mecanismo responsável por habilitar a operação do veículo nas diferentes condições de carga a que este poderá estar sujeito durante o tráfego. Tendo em conta as diferenças nas características funcionais entre o motor e o eixo motriz, nomeadamente sendo a força necessária à tração do veículo significativamente superior à capacidade do motor e, por outro lado, sendo a gama de rotação do motor significativamente superior a gama rotação a efetivar nas rodas motrizes, esta tem como função desmultiplicar a rotação do motor, de forma a transformar em binário ou velocidade de rotação consoante a solicitação.

Desmultiplicando a rotação do motor, numa transmissão de movimento rotativo dada por engrenagens, dada pelas diferentes relações de transmissão que esta dispõe, o princípio de funcionamento da caixa de velocidades é definido em termos de redução ou de multiplicação. Se a engrenagem mandante (transmite movimento) tiver maior diâmetro, logo maior número de dentes, do que a engrenagem mandada (recebe movimento) teremos que para cada rotação da mandante implicará mais de que uma rotação na mandada, neste caso dá-se uma multiplicação. Por outro lado, se a mandante for menor que a mandada, teremos o efeito inverso, ou seja, uma rotação à entrada originará menos que uma rotação à saída, neste caso verifica-se uma redução ou desmultiplicação. Neste contexto temos a definição do termo relação de transmissão, ou marcha, que se define como sendo cociente entre o número rotações à entrada e o número de rotações à saída.

Estas relações de transmissão, ou marchas, quantificam a variação inversamente proporcional dos parâmetros do motor, nomeadamente o binário e a velocidade de rotação, onde diminuindo a velocidade de rotação, se tem maior força nas rodas de tração, quantificada em termos do binário desenvolvido, no sentido inverso ter-se-á um maior incremento de velocidade por parte do veículo. Deste ponto de vista quando o veículo inicia a marcha habitualmente usa a relação transmissão que proporciona maior redução, a primeira, sendo esta a que proporciona mais força, ou seja, maior binário nas rodas de tração. Sendo esta relação tipicamente encontrada na ordem dos 12:1 entre o motor e as rodas, significa que são precisas 12 rotações do motor para que as rodas efetuem uma rotação [4]. Contudo estas relações de transmissão diferem de caixa para caixa, de modo a se obterem melhores resultados em função de diversos fatores tais como: a potência e velocidade de funcionamento do motor.

2.1.3.1 Tipos de caixa de velocidades

- **Caixa manual**

As caixas de velocidades manuais são o tipo de transmissão mais comum. Como o nome sugere, sendo um sistema de transmissão manual, tanto o emprego da embraiagem como a seleção de marcha são efetuados pelo condutor com recurso ao pedal de embraiagem e à alavanca de mudanças. Neste tipo de caixa de velocidades, o número de relações de transmissão varia entre quatro a seis marchas; deste modo exige certa habilidade de modo a tirar o melhor rendimento do motor, tendo em conta o contexto de locomoção a que o veículo se encontra sujeito.

Estas caixas são constituídas, na sua maioria, por um veio de entrada de potência do motor, um veio intermédio, um veio de saída ligado ao eixo diferencial. O eixo de entrada está conectado diretamente à embraiagem deste modo permitindo que este acople/desacople o motor da transmissão. Por sua vez o eixo intermédio encontra-se conectado ao eixo primário de onde irá receber a potência proveniente do motor e passá-la ao eixo secundário. O eixo intermédio dispõe de múltiplas engrenagens, rigidamente fixas ao veio, com diferentes tamanhos, configurando as diferentes marchas da caixa de velocidades. O eixo secundário por sua vez conectado ao eixo intermédio pelas diferentes engrenagens irá efetivar a transmissão de potência à saída da caixa. As diferentes engrenagens dispostas nesse veio encontram-se apoiadas em rolamentos o que lhes permite girar livremente; pelo uso da alavanca de mudanças é selecionado o par de engrenagens (marcha), eixo intermédio-eixo secundário que deverá efetivar a transmissão do movimento ao eixo de saída.

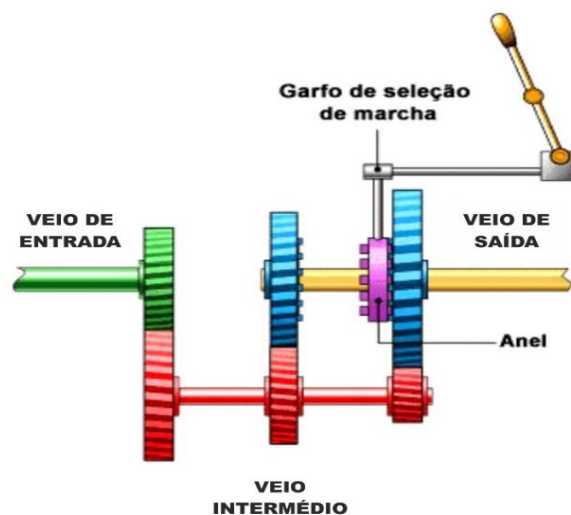


Figura 2.3 - Esquema de funcionamento das caixas de velocidades manual [A4].

- **Caixa semi-automática**

As caixas de velocidades semi-automáticas são um modelo de transmissão baseada na tecnologia das caixas de velocidade manuais, apresentando uma constituição idêntica a estas. Contudo estas têm a particularidade de operarem tanto de modo semi-automático, dispondo de patilhas no volante ou mesmo com a alavanca de mudanças, mas sem necessidade de intervenção na embraiagem por parte do condutor, como também possibilita o controlo completamente automático, controlado por um sistema electro-hidráulico.

Este tipo de transmissão pode apresentar outra particularidade, que é a dupla embraiagem dispostas em dois semi-eixos distintos, deste modo tendo as marchas pares agrupadas num semi-eixo e as marchas ímpares no outro. Este design de dupla embraiagem, tendo controlo eletrónico de engrenamento automático de marcha, possibilita o engrenamento simultâneo de duas marchas, uma par e outra ímpar, sendo efetivada a transmissão de potência por apenas uma das embraiagens, tendo a marcha seguinte pré-selecionada.

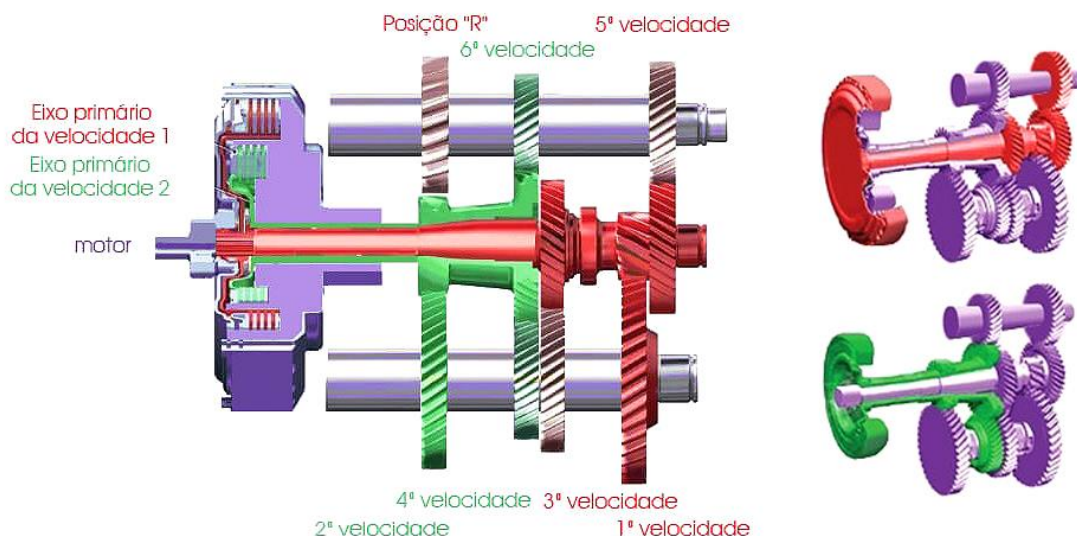


Figura 2.4 - Esquema de funcionamento das caixas de velocidades semi-automática (adaptado de [A5]).

- **Caixa automática**

A transmissão automática por sua vez é o tipo de transmissão em que a alteração de marcha é completamente autônoma sem a interferência do condutor, onde tendo o veículo em locomoção o seu sistema eletrônico controla a relação entre a velocidade de rotação do motor, pressão no pedal do acelerador e a velocidade do veículo, de modo a decidir a adequada troca de marcha, assim resultando no funcionamento do motor na sua faixa mais adequada.

Embora existam diferentes variantes de caixas automáticas, apresentando relativa complexidade dos seus sistemas, sendo a versão mais convencional de controlo hidráulico através de conversores de binário, efetuando trocas de marcha travando e destravando hidraulicamente um sistema de engrenagens planetárias [A6]. Fazendo uso de conversores de binário, permite tanto a suavização na transmissão de movimento como também uma boa transmissão de potência proveniente do motor à caixa, dando uma transmissão sem solavancos aquando da mudança de marcha.

O conversor de binário possibilita a ampliação do binário desenvolvido pelo motor, sendo este posteriormente entregue à caixa de velocidades. Este órgão é essencialmente constituído pelas seguintes partes:

- A bomba
- O reator
- A turbina

A bomba e a turbina são constituídas por pratos com pás, a bomba encontra-se conectada ao eixo do motor, girando à mesma velocidade deste e recebendo todo o movimento proveniente a quando da efetivação de uma transmissão movimento, a turbina por sua vez irá receber tal movimento, o reator por sua vez tem a função de direcionar o fluxo de fluido tendo em conta os efeitos de deslocamento de fluidos a altas velocidades.

Neste processo é desenvolvido um grande fluxo de fluido, que irá deslocar-se da bomba em direção às pás da turbina fazendo com esta comece a girar. Nesta perspetiva, quanto maior a velocidade do fluxo de fluido maior será a capacidade de acoplamento entre a bomba e a turbina, por conseguinte o binário transferido.

- **Transmissão Continuous variable transmission (CVT)**

O sistema de transmissão contínua CVT é um sistema de transmissão automática, que se destaca por ser um modelo de transmissão bastante vantajoso tendo em conta o seu princípio de funcionamento. Este tipo de transmissão, contrariamente a outros tipos de transmissão mecânica, não apresenta um número definido de marchas (relações de transmissão), mas sim baseia-se na capacidade de reproduzir uma transmissão indeterminada em termos de relações de transmissão. Apresentando uma transmissão de movimento contínuo, esta é capaz de definir a proporção exata entre o binário e a velocidade a efetivar à saída da transmissão consoante a solicitação, de modo a que a variação da relação de transmissão seja tanto quanto impercetível.

Este funciona com um sistema de polias interligadas por corrente ou correias, tendo uma polia vinculada à entrada de movimento e outra à saída de movimento. Tais polias apresentam a capacidade de variação de diâmetro; neste sentido o modo de funcionamento deste sistema de transmissão baseia-se na variação dos diâmetros das mesmas e desta forma obter a variação da relação de transmissão permitindo assim a variação entre os parâmetros de entrada e saída, especificamente da velocidade de rotação e do binário desenvolvido.

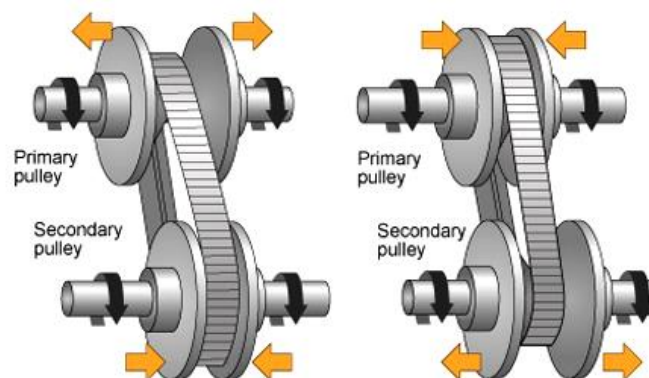


Figura 2.5 - Esquema da lógica de funcionamento da transmissão CVT [A7].

2.2 Conceito de transmissão automática com embraiagens centrífugas

No artigo da autoria de Suraj S. Raut, publicado em Outubro 2014, este apresenta um conceito alternativo de caixa de velocidades automática, indicado a veículos automotores de pequeno porte, com o emprego de embraiagens centrífugas. Esta caixa de velocidades baseia-se na atuação de três mecanismos idênticos compostos por engrenagens anexadas a embraiagens centrífugas.

Apesar da similaridade estrutural e funcional dos três mecanismos estes diferenciam-se entre si tando relativamente aos pares de engrenagens que cada um incorpora, dispondo diferentes tamanhos assim concebendo diferentes relações de transmissão, como também em termos da rigidez das molas das embraiagens, fazendo com que estas iniciem transmissão de movimento a diferentes velocidades de rotação do motor, especificamente a 500, 1000 e 1600 RPM, configurando assim um sistema de transmissão automática de três marchas.

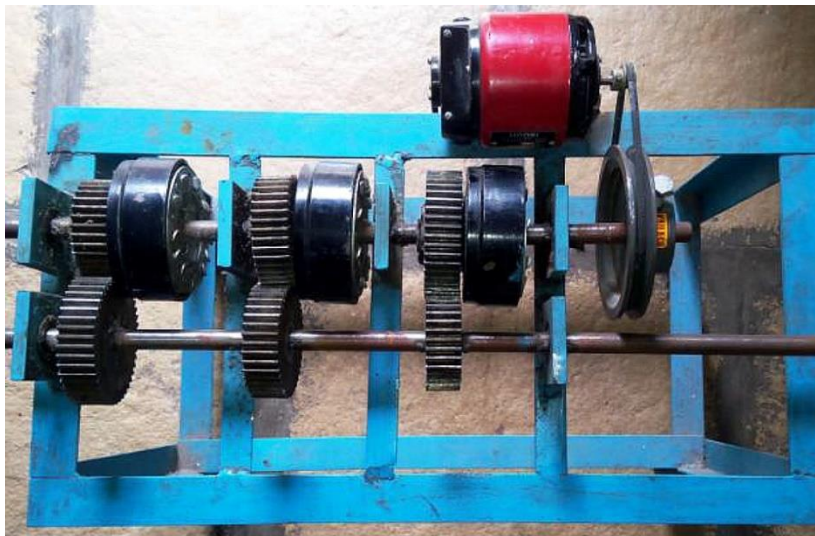


Figura 2.6 - Esquema da transmissão automática com embraiagens centrífugas [5].

Neste conceito de transmissão automática, além do uso de embraiagens centrífugas, têm-se a implementação do mecanismo de roda livre (freewheel), dispostos no interior de cada conjunto engrenagem/embraiagem, com a função de permitir o desacoplamento do respetivo conjunto, quando o eixo movido comece a girar a maior velocidade do que a verificada por meio desta relação de transmissão. Assim sendo, irá impedir a simultaneidade de funcionamento entre os três mecanismos, o que se traduz no desacoplamento de determinada marcha e acoplamento da marcha seguinte, pressupondo o caso que se tem a velocidade do veículo a aumentar.

2.3 Transmissão mecânica de movimento

A transmissão mecânica de movimento circular entre órgãos mecânicos é baseada no esforço de contacto entre elementos sendo esta de modo generalizado distinguida em dois subconjuntos, nomeadamente:

- Transmissão por elementos mecânicos rígidos: engrenagens e discos de atrito;
- Transmissão por elementos mecânicos flexíveis: correias e correntes.

O tipo de transmissão mecânica a ser empregue num determinado sistema requer à partida informações relativas ao modo de funcionamento geral da máquina, como também às condições de funcionamento a que esta estará sujeita, nomeadamente a potência efetiva na transmissão, a gama de rotação, os ciclos de trabalho, os esforços presentes no sistema, uma vez que tais aspetos irão configurar a viabilidade da utilização de uma determinada alternativa.

Contudo, conjuntamente devem ainda ser considerados dados referentes às especificações de projeto. Deste modo é certificada a adequação da escolha, tendo em conta o facto de que uma transmissão executada por elementos rígidos também pode ser executada por elementos flexíveis, ou vice-versa.

2.3.1 Transmissões mecânicas por engrenagens

As engrenagens são órgãos mecânicos na sua generalidade de formato circular dotado de dentado cuja principal aplicabilidade é a de, operando aos pares, transmitir movimento e potência entre eixos, assim permitindo obter-se benefício mecânico com a variação da velocidade de rotação e do binário.



Figura 2.7 - Transmissão por engrenagens [A8].

2.3.2 Transmissões mecânicas por corrente

As correntes são por sua vez mecanismos de transmissão mecânica flexíveis. Este elemento de transmissão de potência é composto por, além da corrente em si, por rodas dentadas, sendo a corrente o elo de ligação entre as rodas e, por conseguinte, proporcionando a transmissão de movimento. O seu princípio de funcionamento baseia-se na força de contato entre os rolos da corrente e os dentes das engrenagens, fixadas em eixos distintos.



Figura 2.8 - Transmissão por correntes [A9].

3 Sistematização do desenvolvimento do projeto

O desenvolvimento de um projeto pode ser compreendido como sendo um esforço temporário empreendido com o intuito de projetar, criar e/ou aperfeiçoar um produto ou serviço, onde, por meio da elaboração de um plano, se propõe atingir um determinado objetivo.

Neste sentido evidencia-se a imprescindibilidade que inicialmente seja estabelecida uma estratégia e planeamento da realização das diferentes tarefas decorrentes do desenvolvimento do projeto. Na mesma orientação têm-se que a abordagem a qualquer projeto implica a prévia avaliação e caracterização do caso em estudo como também da temática subjacente.

Nesta lógica seguidamente será exposto uma sequência de projeto, sendo a empregue, culminando no conceito desenvolvido. O encadeamento do projeto aqui apresentado teve sempre em consideração as especificações desejadas, de forma a que fosse procedido ao desenvolvimento de um conceito, de caixa de velocidades, capaz de cumprir de forma satisfatória as necessidades primárias verificadas pela sua inexistência. A análise e abordagem aqui apresentada foi baseada no estudo ao texto de apoio *‘Introdução ao Projecto Electromecânico’*, de J. C. Páscoa.

3.1 Conceitos gerais de projeto

O processo de projeto, na sua generalidade, caracteriza-se por ser uma tarefa de âmbito multidisciplinar tendo em conta a ampla abrangência de áreas de conhecimento abordados, objetivando o solucionar do problema proposto.

No domínio da engenharia tal raciocínio exhibe ainda mais ênfase uma vez que neste domínio de conhecimento caracteriza-se pela conjugação na aplicação de princípios científicos e informações técnicas como também à necessidade de recorrer à criatividade no processo de idealização de um conceito. Neste sentido é fundamental sempre dispor-se de uma perspetiva crítica e objetiva, não obstante também usufruir de uma visão abstrata e criativa face às diferentes potenciais soluções

O ramo da engenharia automotiva é sem dúvida pioneira e grande exemplo desta temática se observarmos a exponencial evolução deste sector desde o surgimento do automóvel até ao seu conceito atual, passando de uma indústria puramente ligada à engenharia mecânica a um setor multidisciplinar agregando diferentes áreas do conhecimento científico e tecnológico. Atualmente, tendo a aplicação desde a hidráulica à incorporação de diferentes sistemas eletrónicos no desempenho das mais diversas funções presentes nos veículos atuais, para mais estando hoje na ordem do dia as questões ecológicas e a procura por novas fontes energéticas, tópico que requer o esforço e a contribuição de especialistas das mais diversas áreas.

Embora possam existir diversas variantes, um projeto em engenharia, no contexto prático, deve providenciar os seguintes objetivos gerais:

- A elaboração de soluções de projeto a partir de um conjunto limitado de especificações;
- A produção de esquemas de projeto e a sua análise, bem como dos desenhos de construção e da restante documentação técnica;
- Desenvolvimento do projeto com base na viabilidade;
- Desenvolvimento de um projeto com custos económicos adequados em função de uma qualidade funcional admissível.

Neste sentido, para o seguimento do desenvolvimento de um projeto é amplamente sugerido que este seja assente em processos formais, que culmina numa abordagem sistemática permitindo manter um registo lógico e claro do processo em desenvolvimento.

Na literatura encontramos uma grande diversificação de metodologias na abordagem a um projeto. Contudo, numa análise mais aprofundada, constata-se certa equivalência entre as mesmas evidenciando de certo modo um padrão comum de procedimento base, que se configura nas seguintes premissas:

- Identificação do problema;
- Definição de especificações;
- Elaboração e seleção entre as potências soluções;
- Refinamento do conceito selecionado;
- Proceder a um projeto de detalhe.

Como se verifica o projeto tem os seus princípios assentes num conjunto de fases distintas, como pode ser analisado abaixo na figura 3.1. Contudo na prática, verifica-se uma natureza iterativa e interdependência entre as diferentes fases, onde será sempre necessário tanto a execução simultânea de diferentes tarefas como também a possível necessidade de retorno às fases iniciais do projeto. Este retroceder é justificado pela recorrente necessidade de introdução e/ou modificação de novas informações à medida que o projeto progride. Deste ponto de vista realça-se a mais valia de uma abordagem flexível de modo a possibilitar uma futura reavaliação de decisões tomadas inicialmente, caso se venha a verificar necessário.

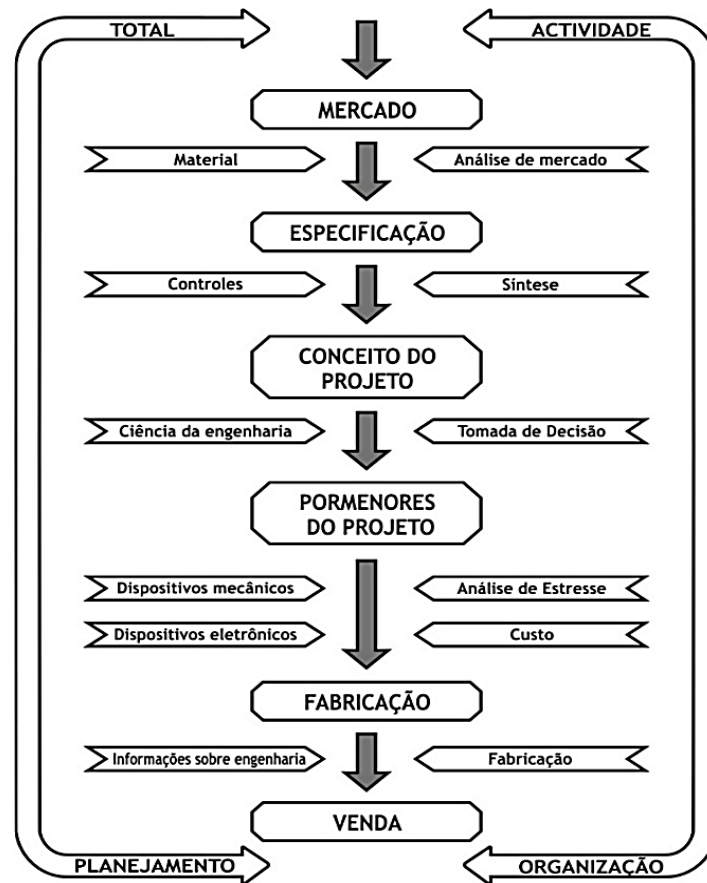


Figura 3.1 - Fases de projeto (adaptado de [6]).

Uma das tarefas mais importantes no processo de desenvolvimento de um projeto consiste numa correta formulação do problema em causa, de modo a que sejam evidenciadas as necessidades impostas a solucionar, e de que forma se pretende que estas sejam solucionadas. Uma precisa formulação do problema pressupõe a definição das competências e das restrições, sendo tais informações previamente fornecidas e/ou obtidas. A correta formulação do problema é imprescindível uma vez que esta se irá concretizar na correta elaboração das especificações desejadas ao projeto.

A elaboração do conjunto de especificações deve servir de ponto de partida, uma vez que, estas de certa forma justificam a elaboração do projeto, e deste modo para que este venha a ser bem-sucedido torna-se fundamental que haja uma completa avaliação e compressão das especificações a ela imposta, que irão se traduzir nos seus futuros requisitos [6] Nesta perspetiva podem ser referidos as seguintes categorias requisitos de projeto:

- Requisitos de desempenho;
- Requisitos de operação;
- Requisitos de produção.

Requisitos de desempenho

Definem-se como sendo o conjunto de requisitos que irão descrever tanto as funcionalidades do produto/sistema como também nos informa acerca de um conjunto de parâmetros característicos que o produto deverá apresentar objetivando a adequada execução das suas funcionalidades, tendo estes ter impacto direto no desenho do produto.

Requisitos de operação

Este grupo por sua vez, como o nome sugere, faz referência acerca do padrão desejado ao seu modo de operação, apresentando especificidades de como o produto deverá desenvolver a sua função, ou seja, especificando o comportamento do produto aquando do desempenho da sua função.

Requisitos de produção

Por sua vez neste tópico ter-se-á um conjunto de requisitos delimitadores na procedente abordagem à sua produção/desenvolvimento, que vão desde a seleção adequada de material, às normas a se ter em consideração, como também processos de fabrico, entre outros aspetos, que correlacionados entre si traduzirão num eficiente processo de desenvolvimento do produto.

Após a preliminar análise às necessidades subjacentes ao desenvolvimento do projeto, e feita a adequada formulação do problema, que por sua vez concluiu na configuração do conjunto de especificações que este deverá apresentar, seguidamente o enfoque deve ser dado à idealização de um modelo conceptual que assegure o desempenho das funções desejadas.

Contudo deve ser dada a devida atenção à análise da viabilidade de tais conceitos e as possibilidades de modificações caso venha a se verificar necessário, uma vez que tais considerações têm grande impacto tanto a nível técnico como a nível económico, tendo em conta que as oportunidades de modificações são bruscamente reduzidas com o progresso do projeto, ou vindo a apresentar um elevado custo.

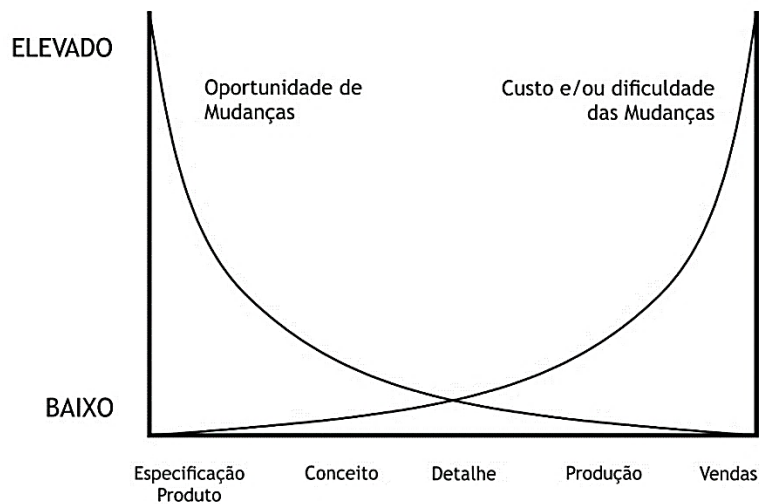


Figura 3.2 - Oportunidade de mudanças vs custos associados [6].

Inerente ao processo de geração e seleção de conceitos tem-se a tomada de decisões. Na sua generalidade deve ser fundamentada em múltiplos critérios, de forma que exige a avaliação à relevância de cada critério, como também tendo em consideração a pré-disposição a uma determinada opção entre as demais, baseada tanto na facilidade de implementação como nas especificações desejadas, sempre examinando de uma perspectiva global do projeto. Nesta lógica, de forma a certificar a viabilidade das escolhas, esta abordagem deve advir duma completa caracterização do caso em estudo.

3.2 Caracterização do caso de estudo

Sendo o trabalho desenvolvido no âmbito do aprimoramento do sistema de transmissão do veículo *UBIcar*, importa tanto o entendimento do modo de funcionamento específico do sistema de transmissão, como também a devida análise à dinâmica de operação tendo o veículo como um todo. Neste sentido no presente subcapítulo será feita uma caracterização do caso em estudo, explicitando e interpretando os diferentes tópicos subjacente ao contexto do trabalho.

3.2.1 Dinâmica dos automóveis

O comportamento do veículo é influenciado tanto por variáveis intrínsecas como extrínsecas ao seu sistema, de modo que o desempenho apresentado por um veículo em movimento advém da correlação deste com a envolvente, ou seja, da interação existente entre o mesmo, encontrando-se em locomoção, e as forças que regem a dinâmica de movimento dos veículos suportados por rodas. Neste contexto podem ser referenciadas nomeadamente as características do contato com o solo, a aerodinâmica, como também a ação da força gravítica. Desta conjugação é avaliado o comportamento do veículo perante um conjunto de habituais cenários a que este é sujeito, tais como: aceleração/travagem, oscilações verticais da pista, ações de curva, entre outros aspetos.

A análise ao sistema de transmissão do veículo pressupõe essencialmente uma avaliação à sua dinâmica longitudinal, sendo a vertente que objetiva avaliar, aspetos tais como o estudo das acelerações máximas, a velocidade máxima que este consegue atingir, a avaliação do desempenho em declives, entre outros aspetos.

Sendo assim, é configurado um sistema de forças e momentos, convencionalmente designados atuando a partir do seu CG, sendo este especificado de SAE J670, onde por um lado temos a força propulsora, impulsionando a locomoção do veículo, contrapondo com as forças resistivas ao seu movimento, designadamente a força de atrito de rolamento, a força de atrito aerodinâmico como também a ação da força gravítica, em função da massa do veículo [7].

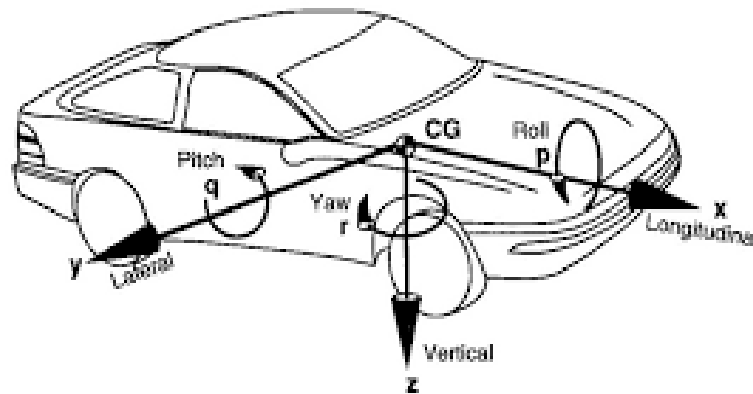


Figura 3.3 - Sistema de coordenadas dinâmica automóvel [7].

Neste sistema de coordenadas, no eixo do x são representadas as forças atuantes segundo a longitudinal do veículo. O eixo do y por sua vez é referente às forças atuantes segundo as faces laterais do veículo, e por último o eixo z caracterizando a vertical do veículo. Também se têm a representação de um sistema de momentos, em três dimensões, caracterizadores dos possíveis ângulos de rotação em torno do centro de massa do veículo, sendo eles:

- Pitch: movimento resultante podendo fazer o veículo girar segundo seu eixo lateral;
- Yaw: movimento resultante podendo fazer o veículo girar segundo seu eixo vertical;
- Roll: movimento resultante podendo fazer o veículo girar segundo seu eixo longitudinal.

Como já mencionado, as forças atuantes no veículo, segundo a orientação longitudinal, são provenientes de 3 origens distintas, sendo elas a força motora, proveniente do seu sistema propulsão, a força gravítica, devido à massa, e as forças resistivas ao seu movimento, nomeadamente atrito rolamento e aerodinâmico [7].

Força motora (F_m)

Sendo o motor a fonte que promove a propulsão, este tem como função fazer deslocar o veículo e manter o movimento, de modo que a força desenvolvida por este deve ser capaz de equilibrar e superar as forças resistivas ao movimento, caso contrário o mesmo mantém-se estático ou estando este em movimento irá desacelerar. Esta força pode ser expressa pela seguinte equação:

$$F_m = \frac{T_r}{R_r} \quad 3.1$$

Onde T_r é o binário efetivado nas rodas motrizes e R_r o raio das mesmas.

Força gravítica (F_g)

A força gravítica, atua no veículo pela ação da gravidade (g) em função da sua massa (m). Tendo o veículo se deslocando num plano horizontal esta força será nula, por outro lado, estando este num piso inclinado verificar-se-á uma componente gravítica. Esta componente tanto poderá impulsionar o seu movimento encontrando-se num movimento descendente como retardar seu movimento encontrando este a subir a subir.

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad 3.2$$

Sendo θ o ângulo de inclinação da pista.

Força de atrito aerodinâmico (F_{aa})

O atrito aerodinâmico caracteriza-se por ser uma força que atua sobre o veículo sempre que este estiver em movimento sendo causada pela resistência ao ar que escoar em torno deste. Pode ser entendida de forma abstrata na seguinte lógica: tendo um corpo movendo-se em um fluido, no caso o ar, este sofre uma resistência ao seu deslocamento pela presença deste fluido, o que desenvolve certo impacto sobre o seu desempenho, influenciando diretamente a sua força de propulsora. Esta força de atrito pode estar atuando nos três eixos anteriormente referenciados. Considerado apenas a vertente longitudinal esta é designada de força de arrasto, sendo dada pela expressão abaixo indicado:

$$F_{aa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_d \cdot A \quad 3.3$$

O coeficiente aerodinâmico (C_d) é obtido empiricamente em função da geometria do veículo, como também o parâmetro área (A) respeitante a área da sua secção transversal, na direção do movimento. Por último o termo $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$ explana a pressão dinâmica do fluido, sendo V a velocidade relativa entre o veículo e o ar, tendo em consideração a temperatura e a pressão atmosférica.

Referente ao coeficiente aerodinâmico este suscita bastante interesse, sendo um constante motivo de estudo e pesquisas. A gama de valores deste fator tem vindo a diminuir ao longo dos anos, apresentando os veículos um valor médio atual em torno dos 0.35 [1].

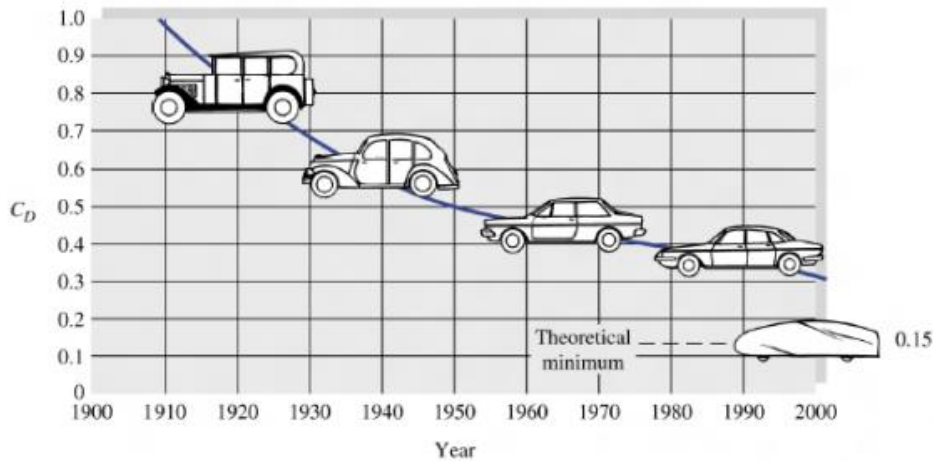


Figura 3.4 - Progresso coeficiente atrito aerodinâmico [1].

Força atrito rolamento (F_r)

O atrito de rolamento por sua vez representa as perdas causadas pelo contato dos pneus com o solo. Contrariamente à resistência aerodinâmica que se faz verificar acima de determinada velocidade, esta força por sua vez é a principal força resistiva a baixas velocidades. Este fenómeno é decorrente de diversos processos com o veículo se deslocando, tendo em conta a interação dos pneus com o solo, processos tais como:

- Perdas de energia devido a deflexão da parede lateral do pneu na proximidade da região de contato com o solo;
- Perda de energia devido a deflexão do piso na região de contato deste com o pneu;
- Deslizamento do pneu tanto no sentido longitudinal como também no sentido lateral.

Em termos equacionais é dada pela seguinte expressão:

$$F_r = C_r \cdot W \quad 3.4$$

Essa força de atrito sendo proporcional a força normal que age sobre as rodas o termo W especifica o peso do veículo e sendo C_r o seu respetivo coeficiente de rolamento. O coeficiente de rolamento é um parâmetro adimensional determinado em função da interação pneu/solo, tendo em conta a influência de diferentes fatores tais como:

- Temperatura e pressão do pneu
- Material de sua constituição e o design do mesmo
- Tipologia do piso
- Velocidade de deslocação do veículo

De referir que tal variável apresenta certo grau de complexidade na sua obtenção, contudo aproximações empíricas obtidas em diferentes condições, ou seja, diferentes tipologias de solo, revelam-se bastantes úteis, e apontando como orientações gerais ao respetivo valor a definir ao coeficiente, como podemos constatar na tabela abaixo:

Tab. 3.1: Coeficiente de atrito de rolamento (adaptado de [2]).

Tipo de piso	Coeficiente de rolamento
Cimento	0.01 - 0.014
Asfalto	0.01 - 0.015
Calçada	0.033 - 0.055
Terra batida	0.06

3.2.2 Caracterização do veículo

De modo geral um veículo encontra-se especificado em termos de subsistemas, sendo eles: sistema de propulsão, sistema de transmissão, sistema de suspensão, sistema de direção e o sistema de travagem. Tendo em conta o âmbito do trabalho serão exploradas as vertentes da propulsão e transmissão do veículo.

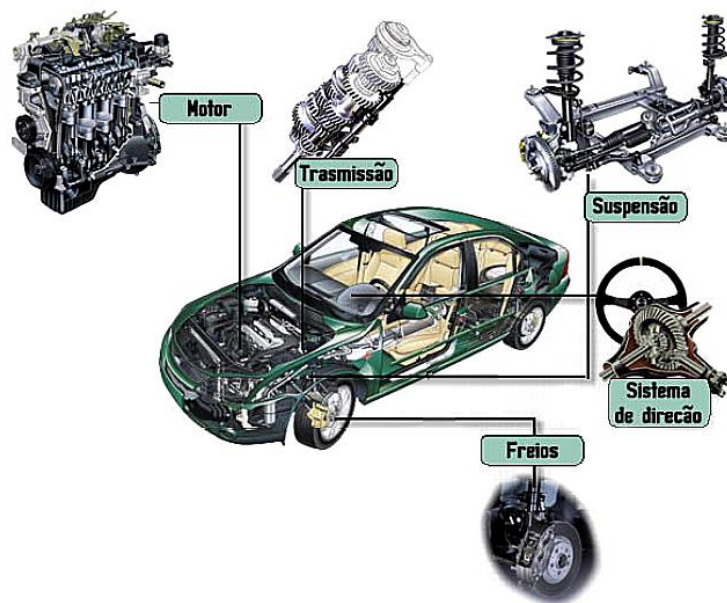


Figura 3.5 - Sistemas do automóvel (adaptado [A10]).

- Sistema de propulsão

Tendo em conta o âmbito da competição, aquando da configuração do veículo, têm-se sempre em consideração um conjunto de características favorecedoras ao bom desempenho na prova, sendo a massa total do veículo a mais preponderante. Assim sendo, na seleção do motor a incorporar pelo mesmo são privilegiados motores de pequeno porte, numa gama variada de cilindrada, apresentando estes um peso ligeiro, não obstante tendo um rendimento satisfatório em função de baixos níveis de consumo.

Os motores monocilíndricos são a mais simples configuração dos motores de combustão interna de baixa potência, sendo um modelo frequentemente utilizado em veículos automotores de pequeno porte como motociclos, karts entre outros. Como o nome sugere este é configurado por um único conjunto pistão-cilindro. No caso do veículo *UBIcar* este é habitualmente equipado por motores da marca Honda, a gasolina, desde o GX35 ao GX160, de ignição por faísca, funcionando sob um ciclo Otto a 4 tempos. Atualmente o veículo encontra-se equipado com o motor Honda GX160, sendo suas principais características apresentadas na figura 3.6 abaixo indicado.

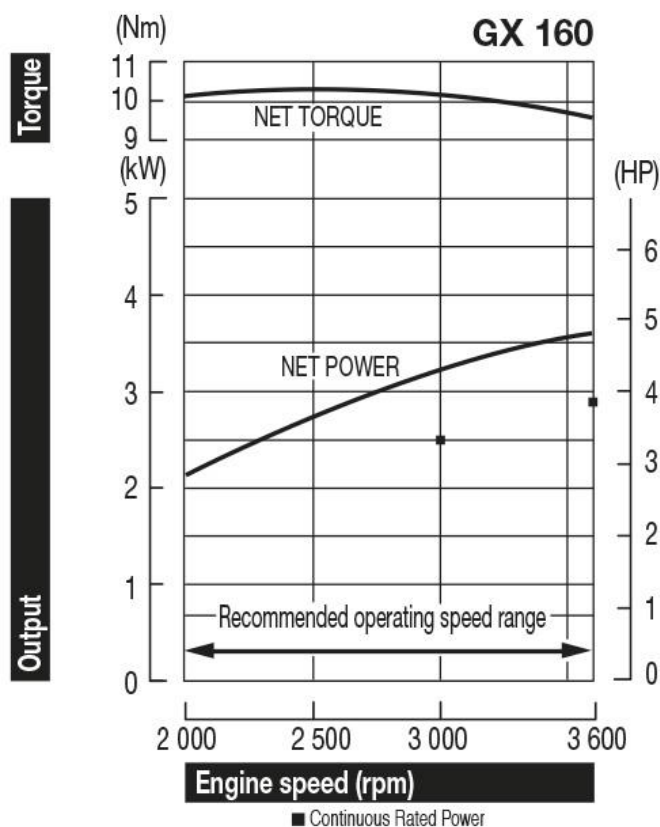


Figura 3.6 - Dados técnicos do motor Honda GX160 [A11].

- **Sistema de transmissão**

Por sua vez seu sistema de transmissão é dado por uma transmissão por corrente, com uma relação transmissão total entre o motor e as rodas motrizes de 10:1, sendo disponibilizado às rodas motrizes em dois estágios de desmultiplicação.

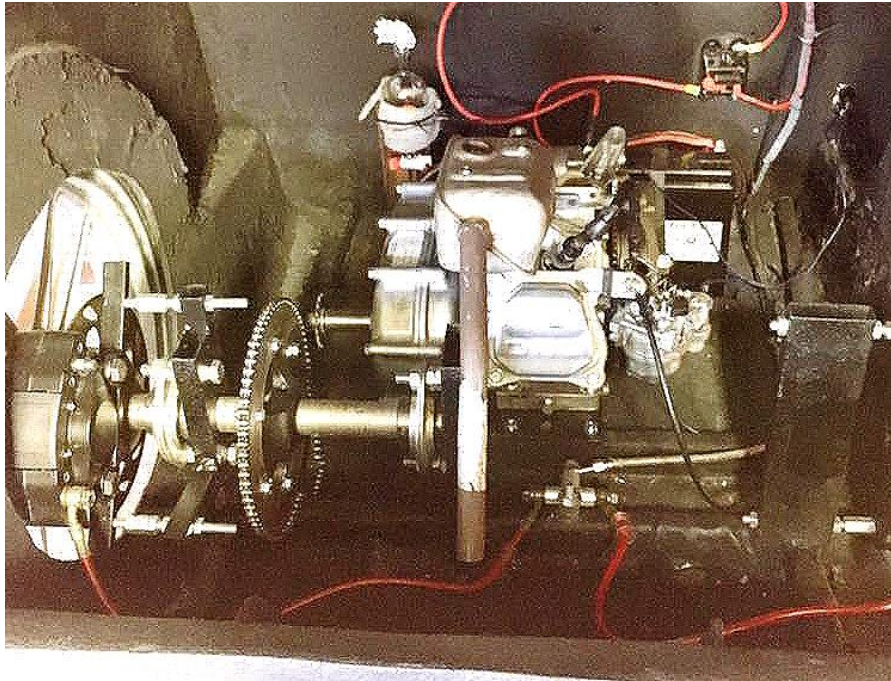


Figura 3.7 - Sistema de transmissão do UBicar.

O primeiro estágio de desmultiplicação é dado por intermédio da caixa redutora, acessório do motor e encontrando-se anexada ao veio da cambota do mesmo, efetuando uma desmultiplicação à velocidade de rotação de 2:1. Subsequentemente o movimento à saída da caixa redutora é transmitido ao veio das rodas motrizes numa relação transmissão de 5:1, o que configura o segundo estágio da transmissão, como esquematizado na figura abaixo:

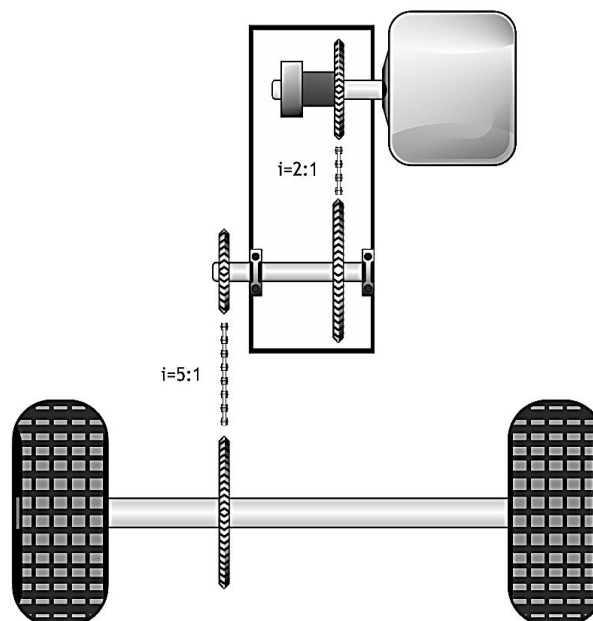


Figura 3.8 - Esquema do sistema de transmissão do UBicar.

De realçar que a caixa redutora é provida de uma embraiagem centrífuga promovendo um início de transmissão de movimento na gama adequada de velocidade de rotação e desenvolvimento de binário do motor, deste modo possibilita que o veículo permaneça imóvel com o motor em funcionamento a baixas rotações, ou seja, em modo ralenti.

Tendo sido feita a caraterização generalizada do sistema de propulsão e do sistema de transmissão do veículo, seguidamente apresenta-se um conjunto de caraterísticas e parâmetros, pertinentes para o prosseguimento do projeto.

Tab. 3.2: Caraterísticas gerais do veículo.

Caraterísticas gerais			
Variáveis		Coeficientes	
Massa total [<i>Kg</i>]	270	Rolamento dinâmico [<i>C_r</i>]	0,015
Raio da roda [<i>m</i>]	0,275	Aerodinâmico [<i>C_d</i>]	0,4
Área frontal [<i>m</i> ²]	1,0		
Sistema de transmissão			
Tipologia		Corrente	
Rendimento		96 %	
Relação de transmissão atual		10:1	
Sistema de propulsão			
Tipo de motor		Motor de combustão interna	
Potência [<i>KW</i>]		3,6	
Velocidade de rotação [<i>RPM</i>]		2000 a 3600	
Binário [<i>N · m</i>]		9,6 a 10,35	

3.3 Idealização do conceito

Tendo em conta as premissas inicialmente consideradas, o projeto seguiu na vertente da reestruturação do atual sistema de transmissão do veículo. Sendo assim, o desenvolvimento do conceito de caixa de velocidades, teve sempre em consideração a viabilidade da sua implementação no sistema. Não obstante, paralelamente ao estudo do caso em particular foi feita uma avaliação a alguns conceitos de transmissão empregues em veículos similares.

3.3.1 Análises preliminares

Avaliação da necessidade

Em função das características da prova, em que o veículo está sujeito a sucessivas paragens e arranques, uma vez que a cada volta no circuito este deve obrigatoriamente efetuar uma paragem, verifica-se a relevante necessidade da existência de uma caixa de velocidades no seu sistema de transmissão de forma a permitir o veículo adaptar da melhor forma a este contexto a que está sujeito. De realçar a necessidade de esta, caixa de velocidades, funcionar de forma automática assim não exigindo intervenção do piloto.

Formulação do problema

Pretende-se o desenvolvimento de um conceito de caixa de velocidades automática, a incorporar num veículo de ultra-baixo consumo, sendo que a alteração de marcha deve ser concedida em função da velocidade de locomoção do veículo. Num primeiro instante deve disponibilizar a força de tração necessária a um adequado arranque do veículo, seguidamente efetuando a alteração da marcha, de modo a permitir que este atinja a velocidade máxima desejada á sua locomoção, estabelecida nos 50 Km/h. Em síntese, desta primeira avaliação, podem ser especificados os seguintes requisitos de projeto:

Tab. 3.3: Especificações do conceito de caixa de velocidades.

Especificações iniciais	
Tipo de operação	Automática
Velocidade máxima do veículo	50 [Km/h]

Analise de conceitos similares

Tendo em conta a analogia do veículo do caso de estudo com veículos automotores tais como Karts, foi realizado uma avaliação aos sistemas de transmissão que tais veículos incorporam, sendo dado ênfase aos sistemas de transmissão automática.

Desta avaliação constatou-se certa diversidade de soluções, de modo a se terem transmissões automáticas, desde variadores contínuos de velocidade (CVT) a sistemas operando exclusivamente com o uso de embraiagens centrífugas. Nesta análise também foi avaliada a tecnologia de transmissão empregue nos modelos automobilísticos de controlo remoto, como sendo a tecnologia *Centax* empregue nos modelos da '*Serpent*'. Parte dos conceitos aqui abordados já foram previamente abordados no capítulo 2.

- Sistema de transmissão continuamente variável (CVT):

Como anteriormente mencionado, este conceito de transmissão destaca-se por ser um modelo bastante versátil, permitindo o veículo adaptar-se às diferentes condições de carga a que este se encontre sujeito. Contudo este mecanismo apresenta algumas contrapartidas destacando o fato de este exigir certa regularidade na substituição de componentes, logo certo custo manutenção. Neste sentido, considerando as especificações de projeto, tais como a minimização custo, sistema compacto e leve, este não se apresente como uma alternativa viável.

- Conceito de transmissão automática com embraiagens centrífugas:

Da análise a este conceito de transmissão, constata-se que este apresenta uma maior viabilidade de desenvolvimento, tendo em conta o quadro funcional do sistema de transmissão do veículo. Este conceito de transmissão com uso exclusivo de embraiagens centrífugas evidencia ser um sistema robusto. Deste modo apresentando uma menor necessidade de manutenção, como também pode ser destacado o custo associado ao seu desenvolvimento, consideravelmente inferior ao modelo anteriormente exposto. Sendo assim este apresenta grande correspondência às características desejadas ao conceito de transmissão a desenvolver. Contudo devem ser explorados as vertentes do tamanho e da massa.

- Modelos RC (radio control):

Este conceito, presente em diversos automodelos RC, apresenta grande similaridade funcional com os sistemas de transmissão presentes no tipo de veículo em estudo, fazendo uso de embraiagens centrífugas, de modo a desenvolver um sistema de transmissão com múltiplas marchas com funcionamento automático. Analogamente ao conceito anteriormente apresentado, além do uso das embraiagens centrífugas temos a implementação de roda livres no processo de acoplamento e desacoplamento de marcha, assim impossibilitando o funcionamento simultâneo das marchas.

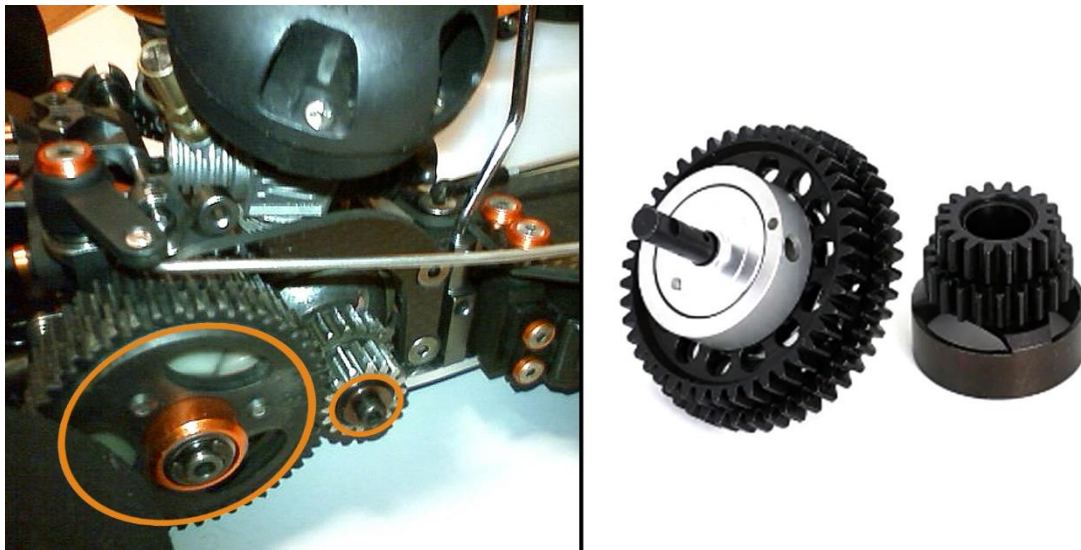


Figura 3.9 - Esquema do sistema de transmissão auto-modelo da Serpent (adaptado de [A11]).

- **Conclusões da análise aos mecanismos apresentados**

A pesquisa e análise dos conceitos aqui apresentados possibilitou uma maior elucidação do contexto do trabalho a desenvolver, demonstrando ser viável o desenvolvimento de um conceito de transmissão baseado nos mesmos princípios de funcionamento (transmissão automática com embraiagens centrífugas). Não obstante, têm-se um conjunto de ilações pertinentes de uma avaliação mais detalhada no subsequente processo de desenvolvimento de um conceito de caixa de velocidade.

3.3.2 Idealização do conceito de caixa de velocidades proposto

Tendo em conta as ilações obtidas no anterior subcapítulo, no seguimento do processo de desenvolvimento do conceito de transmissão são avaliados os seguintes aspetos em detalhe:

- Avaliação e definição do número de marchas necessários
- Avaliação das tipologias de embraiagem centrífuga
- Avaliação das tipologias de transmissão do movimento
- Avaliação e definição da disposição dos órgãos no sistema

Avaliação e definição do número de marchas necessários

A determinação do número de marchas a incorporar pela caixa de velocidades é definida pela conjugação de dois indicadores distintos aqui já referenciados, sendo eles o binário e a velocidade de rotação do veio motriz à saída da caixa, onde por um lado deve ser garantida a força de tração necessária ao arranque subsequentemente garantir que o veículo atinja a velocidade máxima desejada.

Da análise ao atual sistema de transmissão do veículo (apresentando uma relação única de 10:1), sendo este um meio termo entre a demanda de binário e da velocidade a atingir pelo veículo, pressupõe-se que a definição de duas marchas será satisfatória, estabelecendo $i_1 > 10:1$ (1ª marcha), e $i_2 < 10:1$ (2ª marcha).

Neste sentido, de modo a que fossem determinados os respetivos valores de i_1 e i_2 , foi elaborado um estudo, a partir de uma folha de cálculo, de avaliação ao comportamento dinâmico do veículo, tendo em conta as suas características. Este estudo objetivou simular o processo de locomoção do veículo considerando a existência de uma caixa de velocidades de 2 marchas, com transmissão de marcha automática. A elaboração do estudo contrapôs a força motora desenvolvida pelo sistema de propulsão às forças resistivas ao movimento segundo o eixo longitudinal, sendo eles o atrito de rolamento e o atrito aerodinâmico.

Tempo [s]	wmotor [rpm]	T_teórico [Nm]	Força motora [N]	Força atrito aerodinâmico [N]	Força atrito rolamento [N]	Força resultante [N]	Aceleração [m/s ²]	velocidade [m/s]	vel. [km/h]	Velocidade veio B [rpm]	Distância percorrida [m]
0,0	2000	122	445	0,000	32,4	413	1,88	0,19	0,7	39	0,02
0,1	2000	122	445	0,009	32,4	413	1,88	0,375	1,4	78	0,1
0,2	2000	122	445	0,036	32,4	413	1,88	0,563	2,0	117	0,1
0,3	2000	122	445	0,082	32,4	413	1,88	0,750	2,7	156	0,2
0,4	2000	122	445	0,146	32,4	413	1,88	0,938	3,4	195	0,3
0,5	2000	122	445	0,227	32,4	412	1,87	1,125	4,1	234	0,4
0,6	2000	122	445	0,327	32,4	412	1,87	1,313	4,7	274	0,5
0,7	2000	122	445	0,446	32,4	412	1,87	1,500	5,4	313	0,7
0,8	2000	122	445	0,582	32,4	412	1,87	1,687	6,1	352	0,8
0,9	2000	122	445	0,736	32,4	412	1,87	1,875	6,7	391	1,0
1,0	2000	122	445	0,909	32,4	412	1,87	2,062	7,4	430	1,2
1,1	2000	122	445	1,099	32,4	412	1,87	2,249	8,1	469	1,5
1,2	2000	122	445	1,308	32,4	411	1,87	2,436	8,8	508	1,7
1,3	2000	122	445	1,535	32,4	411	1,87	2,623	9,4	546	2,0
1,4	2000	122	445	1,779	32,4	411	1,87	2,810	10,1	585	2,2
1,5	2000	122	445	2,041	32,4	411	1,87	2,996	10,8	624	2,5

Figura 3.10 - Exemplificação do estudo desenvolvido (início marcha).

O estudo permitiu a determinação de um conjunto de parâmetros que possibilitaram avaliar a adequação dos valores das relações de transmissão i_1 e i_2 , sendo a principal averiguar o comportamento conjunto do sistema de propulsão e de transmissão, em função da alteração de marcha e ganho de velocidade do veículo. Desta forma, da avaliação do comportamento dinâmico apresentado pelo veículo, chegou-se aos valores $i_1=12:1$ e $i_2=7,5:1$.

Como já referenciado, tal dedução foi pertinente uma avaliação ao comportamento do motor aquando da alteração de marcha, onde, pela dinâmica de funcionamento das caixas de velocidades, se verifica uma redução da velocidade de rotação do mesmo, aquando de uma mudança de marcha. Em tal cenário, seria pertinente a não redução abaixo dos 2000 rpm, que representa o seu limite inferior de funcionamento de modo a se ter uma adequado desenvolvimento de binário e transmissão de movimento. Esta averiguação pode ser explorada a partir do gráfico abaixo representado:

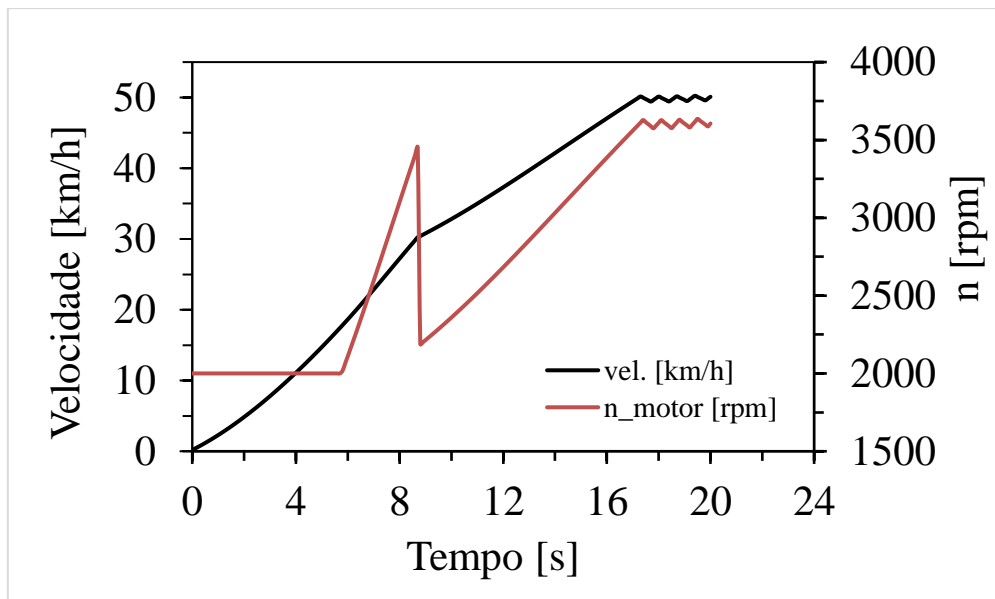


Figura 3.11 - Velocidade do veículo versus velocidade de rotação do motor.

Pelo gráfico podemos constatar que não se verifica a ocorrência deste fenómeno aquando da alteração de marcha, aos 30 Km/h. Por outro lado, constata-se certa adequação dos valores considerados para i_1 e i_2 , permitindo ao veículo atingir a velocidade máxima desejada.

Avaliação das tipologias de transmissão do movimento

O tipo de transmissão de movimento a ser empregue requer à partida informações relativas às especificações de funcionamento geral da máquina, nomeadamente a potência a efetivar na transmissão, a gama de velocidades de rotação, os ciclos de trabalho, como também os esforços presentes no sistema, não obstante também pode requerer informações específicas acerca dos requisitos de projeto, deste modo certificando a adequação da escolha ao projeto.

Neste sentido, tendo em conta os requisitos do projeto e da análise à viabilidade de implementação no sistema, orientou a uma avaliação entre as transmissões por engrenagens e as transmissões por correntes, de forma que seguidamente será feita um estudo comparativo entre ambos.

- Transmissão mecânica por engrenagens

Esta tipologia de transmissão apresenta a vantagem de não produzir deslizamento no processo de transmissão, apresentando assim uma boa eficiência e uma transmissão suave de movimento possibilitando a sua empregabilidade em sistemas funcionando a elevadas velocidades de rotação e de potência. Em contrapartida, este tipo de transmissão apresenta um maior custo de desenvolvimento e posterior manutenção, como também apresentando uma maior dimensão e peso.

- Transmissão mecânica por correntes

Esta tipologia, comparativamente às transmissões por elementos rígidos, apresenta uma boa relação custo/benefício/ciclo de vida provendo uma eficiente transmissão a um custo consideravelmente menor em relação a sistemas integrando elementos rígidos, tais como as engrenagens, além de possibilitar a transmissão de potência entre eixos posicionados a maiores distâncias. No entanto, as transmissões por corrente podem apresentar maiores níveis de ruído e vibração, exigir maior regularidade de manutenção e tendo sua operação limitada a velocidades mais moderadas sob causa de apresentar rápidos desgastes devidos a fadiga.

A seleção da tipologia mais adequada, deve ser concebido de acordo com um conjunto de parâmetros triviais visando a obtenção das características desejadas ao sistema e o cumprimento dos requisitos do projeto. Desta forma foi elaborada uma matriz de decisão, abaixo apresentado, de forma a conjugar os diferentes parâmetros.

Tab. 3.4: Avaliação comparativa entre mecanismos transmissão movimento.

	Transmissão por engrenagens	Transmissão por correntes
Custo [25%]	1	4
Facilidade de implementação [25%]	3	5
Manutenção [15%]	3	3
Velocidade de operação [35%]	5	3
Total	3.2	3.75

Como já esperado constata-se que uma transmissão por corrente é a opção mais adequada.

Avaliação de tipologias de embraiagem centrífugas

Relativamente ao tipo de embraiagem, foram identificados dois modelos de embraiagens centrífugas, suscetíveis de utilização no sistema, sendo elas: a embraiagem centrífuga de sapatas e a embraiagem centrífuga multi-disco. Apesar de partilharem o mesmo princípio de funcionamento estas evidenciam notáveis distinções tanto em termos geométricos como a nível da lógica operacional. Nesta perspetiva, será feita uma análise comparativa entre estas de modo a avaliar suas potencialidades e benefícios tendo em mente a empregabilidade no sistema.

- **Embraiagem centrífuga de sapatas**

Esta embraiagem centrífuga é essencialmente constituída por três partes: o copo (tambor da embraiagem), as sapatas, sendo suas superfícies constituídos de material de atrito, e as molas, que se apresentam como o elemento regulador do funcionamento.

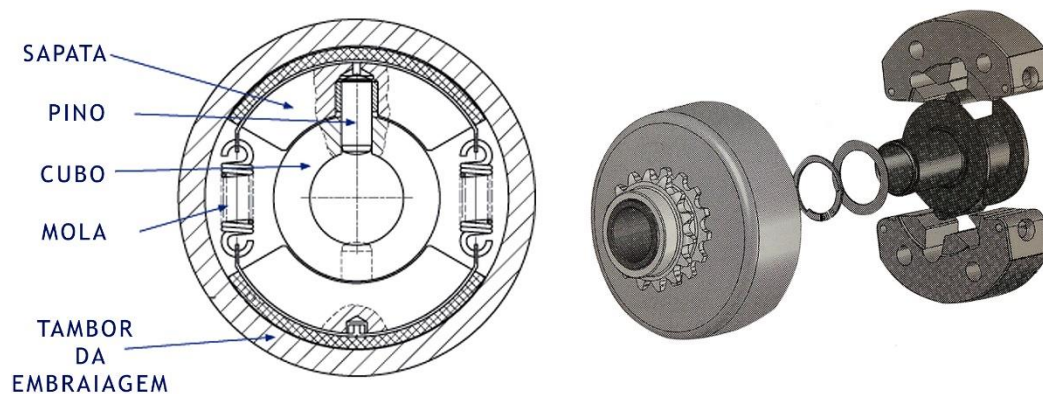


Figura 3.12 - Embraiagem centrífuga de sapatas (adaptado de [A12]).

Este modelo de embraiagem é habitualmente empregue como acessório em motores de pequeno porte, tanto em sistemas de propulsão como em diferentes equipamentos, de modo a permitir o funcionamento do motor em ralenti, ou seja, sem que haja transmissão de movimento abaixo da determinada gama de rotação do motor.

Estas funcionam da seguinte forma: anexada ao motor, estando este em funcionamento e considerando um aumento da sua velocidade de rotação têm-se um consequente aumento da força centrífuga atuando sobre as sapatas onde, tendo em conta a configuração da embraiagem, estas tendem a expandir no sentido radial ao veio ao encontro do tambor. Contudo num primeiro instante são impedidas pela ação das molas, de modo que, para que estas expandam em direção ao tambor da embraiagem, a força centrífuga atuando sobre estas deverá sobrepor a força resistiva das molas, de modo a que inicie a fricção entre estas e o tambor da embraiagem.

Contudo abaixo de certa velocidade de rotação, a força centrífuga desenvolvida será insuficiente para manter as sapatas agregadas ao copo, deste modo não proporcionando uma correta transmissão movimento e ocasionando assim o fenómeno de escorregamento. Neste estágio têm-se as sapatas a girarem a maior velocidade do que o copo, uma vez que estas se encontram fixamente agregadas ao veio.

Com o progressivo aumento da velocidade de rotação têm-se o aumento da força centrífuga desenvolvida levando a uma completa agregação entre as partes, e deste modo levando à progressiva extinção do fenómeno de escorregamento, até que com que as sapatas e o copo comecem a girar de forma síncrona, traduzindo numa completa transmissão de movimento. Seguidamente será equacionada a capacidade de transmissão desta embraiagem.

A capacidade de transmissão (T) desta embraiagem é determinada de acordo com a equação abaixo representado.

$$T = F_a \cdot R \quad 3.5$$

Onde:

T- Binário transferido [N·m]

F_a - Força de atrito [N]

R - Raio do copo [m]

Por sua vez a força de atrito (F_a) desenvolvida entre as superfícies em contacto, sendo em função da força centrífuga agindo sobre as sapatas no interior da embraiagem, é dada por:

$$F_a = (F_c - F_{mola}) \cdot \mu \quad 3.6$$

Onde:

F_c - Força centrífuga

F_{mola} - Força da(s) mola(s)

μ - Coeficiente de atrito

Dispondo de duas sapatas, a força centrífuga é dada por:

$$F_c = 2 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r_0 \quad 3.7$$

Sendo:

m - Massa das sapatas

ω_m - Velocidade angular do eixo

r_0 - Raio de giratória das sapatas

Substituindo a equação 3.7 na equação 3.6 têm-se a força de atrito desenvolvido dada por:

$$F_a = ((2 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r_0) - F_{mola}) \cdot \mu \quad 3.8$$

Do mesmo modo substituindo a equação 3.8 na equação 3.5 teremos que a capacidade binaria desta embraiagem é dada por:

$$T = ((2 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r_0) - F_m) \cdot \mu \cdot R \quad 3.5$$

Força da(s) mola(s)

Por sua vez a força necessária à extensão da(s) mola(s) pode ser dada por:

$$F_{\text{mola}} = k_{\text{mola}} \cdot y_{\text{max}} \quad 3.9$$

Onde:

k_{mola} - Característica da mola

y_{max} - Deflexão máxima da(s) mola(s)

Como mencionado, as molas representam o parâmetro regulador do funcionamento, determinando a velocidade de rotação em que se dá o acoplamento da embraiagem, estando a velocidade a aumentar, e o desacoplamento, estando a velocidade a diminuir. Deste modo, conhecendo os parâmetros característicos do veio onde a embraiagem se encontra acoplada, nomeadamente o binário verificado e a gama de velocidade de rotação, é possível determinar a força necessária a ser desenvolvida pelas molas de modo a que o processo de acoplamento não se inicie antes que se atinja certa velocidade de rotação, levando deste modo a adequada seleção da(s) mola(s).

Sendo assim, conclui-se que a força da mola pode determinada em função do ponto de acoplamento da embraiagem, onde, tendo mola(s) mais rígida(s) teremos um acoplamento a maiores velocidades, por outro lado tendo mola(s) menos rígida(s) resulta num acoplamento a menores velocidades.

- **Embraiagem centrífuga multi-disco (Mecanismo centrífugo da Noram)**

Esta embraiagem, à semelhança da anteriormente abordada, apresenta um princípio de funcionamento baseado na força centrífuga. Contudo esta diferencia-se do modelo anterior tanto a nível da configuração geométrica como também em termos da dinâmica de operação. Esta tipologia apresenta uma configuração mais complexa, sendo constituída pelos seguintes elementos: um núcleo, o prato de pesos, o copo e dois conjuntos distintos de discos de fricção.

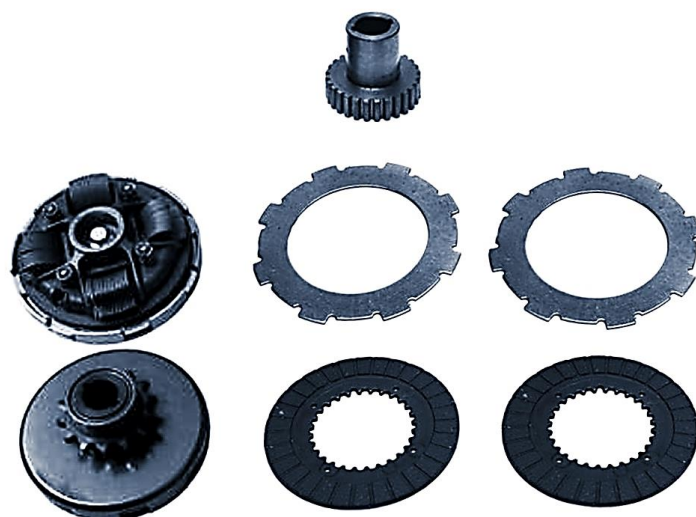


Figura 3.13 - Embraiagem centrífuga multi-disco (adaptado de [A13]).

Esta por sua vez funciona da seguinte forma: tendo o núcleo e o prato de pesos diretamente acoplados ao veio, estes estarão sempre girando à mesma velocidade deste. Com o aumento da sua velocidade de rotação haverá um consequente aumento da força centrífuga desenvolvida e atuando sobre o conjunto pesos dispostos no prato de pesos, onde tendo em conta a configuração dos mesmo e sua disposição no prato levando com que sejam projetados para fora.

A ação da força centrífuga sobre os pesos, traduz-se numa força exercida sobre o prato de pesos onde pela configuração da embraiagem irá manifestar-se num esforço ao deslocamento do prato no sentido axial em direção aos discos de fricção dispostos no interior da embraiagem. Contudo, em concordância com o modelo anterior, dispondo o prato pesos de molas estas irão impedir o instantâneo deslocamento do prato.

De modo análogo ao modelo anterior, com o progressivo aumento a velocidade de rotação no veio teremos um aumento da força centrífuga desenvolvido e atuando sobre os pesos e consequente aumento da força exercida sobre o prato. A determinado momento a força desenvolvida será capaz de comprimir por completo as molas fazendo com que o prato inicie deslocamento no sentido axial em direção ao conjunto de discos, onde, ao encostar nestes irá começar a exercer pressão sobre os mesmos de modo a originar fricção e compactação dos mesmos.

A certo momento a pressão exercida pelo prato de pesos nos discos de fricção irá levar a acoplagem dos discos, tendo em conta o atrito entre suas superfícies, resultando assim no início da sincronização das suas velocidades. Contudo, analogamente ao modelo anterior, a correta efetivação da transmissão de movimento só se dá após a extinção do fenómeno de

escorregamento, verificado a baixas rotações, ou seja, quando a força centrífuga desenvolvida não é suficiente.

Neste contexto, como anteriormente mencionado, importa realçar que os discos de fricção diferenciam-se em dois grupos: os discos de entrada encontram-se associados ao núcleo da embraiagem, logo girando solidariamente com o veio, por outro lado têm-se os discos de saída que irão receber o movimento proveniente dos discos de entrada, pelo processo de fricção aquando da compactação, e transmitindo este movimento ao copo da embraiagem que por sua vez irá efetivar a transmissão.

Por sua vez a capacidade transmissão da embraiagem é dada por:

$$T_{transf} = n_f \cdot T_{disco} \quad 3.10$$

Onde:

T_{transf} - Binário transferido

n_f - nº de par de faces dos discos em contacto

T_{disco} - Capacidade binário por par de faces dos discos de fricção

Sendo a capacidade binária T_{disco} expressa por:

$$T_{disco} = F_d \cdot \mu \cdot \frac{(r_e + r_i)}{2} \quad 3.11$$

Onde:

F_d - Força de deslocamento

μ - Coeficiente de atrito

r_e - Raio externo disco

r_i - Raio interno disco

Desta dedução constata-se que a capacidade da embraiagem é dada pela conjugação de diferentes parâmetros e fatores, nomeadamente do nº discos fricção (n_f), o coeficiente de atrito (μ), e da força de deslocamento (F_d) que reflete a força centrífuga desenvolvida sobre os pesos. De forma a compreender tal relação, entre a força de deslocamento e a força de atrito, e como influencia a capacidade da embraiagem seguidamente será feita uma avaliação à proveniência do termo.

A força deslocamento dos discos (F_d) é a força atuando sobre o prato pesos (F_p), tendo em consideração a força necessária à compressão das molas (F_{comp}), logo é dada por:

$$F_d = F_p - F_{mola}$$

3.12

Onde:

F_p – Força de pressão exercida sobre os discos

F_{mola} – Força necessária à compressão das molas

A força das molas é dada da mesma forma pela equação 3.9, por sua vez a força de pressão (F_p), que faz mover o prato de pesos no sentido axial do eixo, provém da correlação desta com a força centrífuga desenvolvida, atuando sobre os pesos, segundo o sentido radial. Tal correlação é concebível tendo em conta a geometria dos pesos, como pode ser visualizado na figura abaixo:

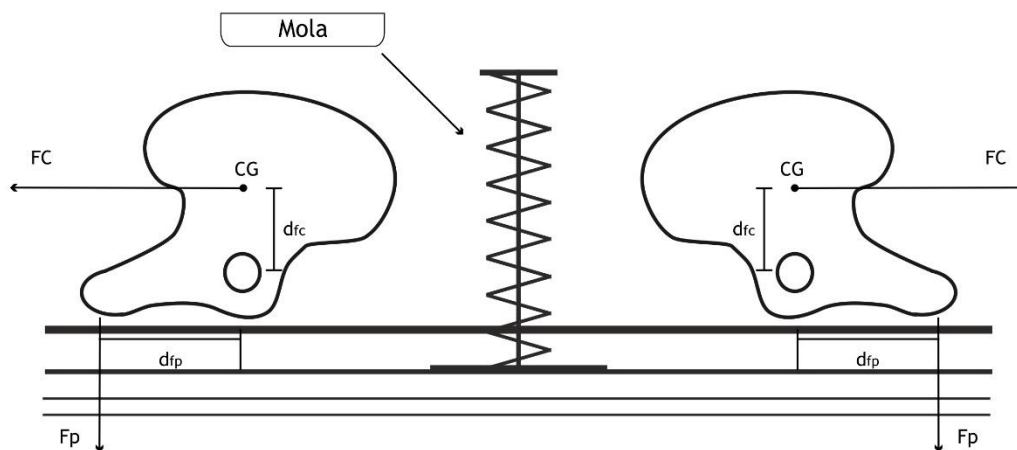


Figura 3.14 - Esquema representativo do modo de funcionamento da embraiagem centrífuga multi-disco (adaptado de [1]).

Deste esquema pode-se constatar que esta relação deriva do equilíbrio do momento, das forças atuantes, em relação ao eixo fixação da peça. Tal equilíbrio de momentos pode ser descrito pela seguinte equação:

$$F_c \cdot d_{fc} = F_p \cdot d_{fp}$$

3.13

Onde:

F_c - Força centrífuga

F_p - Força de pressão

d_{fc} - Braço da alavanca da força centrífuga em relação ao eixo de fixação

d_{fp} - Braço da alavanca da força de pressão em relação ao eixo de fixação

Resolvendo em ordem à força de pressão (F_p) temos:

$$F_p = F_c \cdot \frac{d_{fc}}{d_{fp}} \quad 3.14$$

De medições feitas aos pesos sabe-se que $d_{fc} = 8,74$ [mm] e $d_{fp} = 10,65$ [mm], deste modo teremos que a força de pressão, em função da força centrífuga, é dada por:

$$F_p = F_c \cdot \frac{8.74}{10.65} = F_c \cdot 0,82 \quad 3.15$$

Por sua vez temos a força centrífuga dada por:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad 3.16$$

Onde:

m - Massa do peso

v - Velocidade tangencial

r - Raio de rotação dos pesos

Sendo esta em função da velocidade angular, da relação velocidade tangencial e velocidade angular têm-se:

$$v = \omega_m \cdot r \quad 3.17$$

De modo que a força centrífuga (F_c) é expressa por:

$$F_c = m \cdot \omega_m^2 \cdot r \quad 3.18$$

Deste modo substituindo a equação 3.18 na equação 3.15 têm-se a força pressão dada em função da força centrífuga:

$$F_p = m \cdot \omega_m^2 \cdot r \cdot 0.82 \quad 3.19$$

Sabendo a embraiagem configurada com um conjunto de 48 pesos, iguais, têm-se a força de pressão dada por:

$$F_p = 48 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r \cdot 0.82 \quad 3.20$$

Finalmente substituindo na equação 3.10 temos a capacidade da embraiagem dada por:

$$T_{transf} = n_f \cdot [(48 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r \cdot 0.82) - F_{mola}] \cdot \mu \cdot \frac{(r_e + r_i)}{2} \quad 3.10$$

Conclusão à avaliação entre as embraiagens

Tendo sido caracterizadas as embraiagens e deduzida as suas capacidades de transmissão, constata-se certa similaridade funcional entre ambas, demonstrando a viabilidade de emprego das mesmas no projeto. Geometricamente verifica-se certa tendência à escolha pelo modelo multi-disco, uma vez que este demonstra ser um modelo mais compacto e tecnologicamente mais avançado. Contudo tal constatação não se comprova suficientemente para a distinção entre estas, sendo assim será feita uma avaliação comparativa às capacidades de transmissão de cada modelo em função do aumento da velocidade rotação, parâmetro ω_m .

A equação da capacidade do 1º modelo apresentado, embraiagem centrífuga de sapatas, é dada por:

$$T = ((2 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r_0) - F_m) \cdot \mu \cdot R \quad 3.5$$

Por sua vez a capacidade de transmissão do 2º modelo, embraiagem centrífuga multi-disco:

$$T_{transf} = n_f \cdot [(48 \cdot m \cdot \omega_m^2 \cdot r \cdot 0.82) - F_{mola}] \cdot \mu \cdot \frac{(r_e + r_i)}{2} \quad 3.10$$

De forma a se ter certa equidade na avaliação exige-se a correspondência de certos parâmetros no equacionamento, tais como:

- Coeficiente de atrito (μ): estipulando um valor de 0,15.
- Parâmetros geométricos: $r_0=r$; $R=r_e$, referentes às dimensões das embraiagens

Também foi considerado o mesmo valor de massa, tendo em conta ser este o parâmetro determinístico da força centrífuga desenvolvida. Sendo a massa na segunda embraiagem distribuída pelos 48 pesos, para equacionamento pode ser considerado meramente o valor total da massa, sendo considerado um valor de massa de 100 gramas. De realçar também que nesta avaliação não se verifica necessário a consideração da ação das molas.

Deste estudo obteve-se o seguinte gráfico:

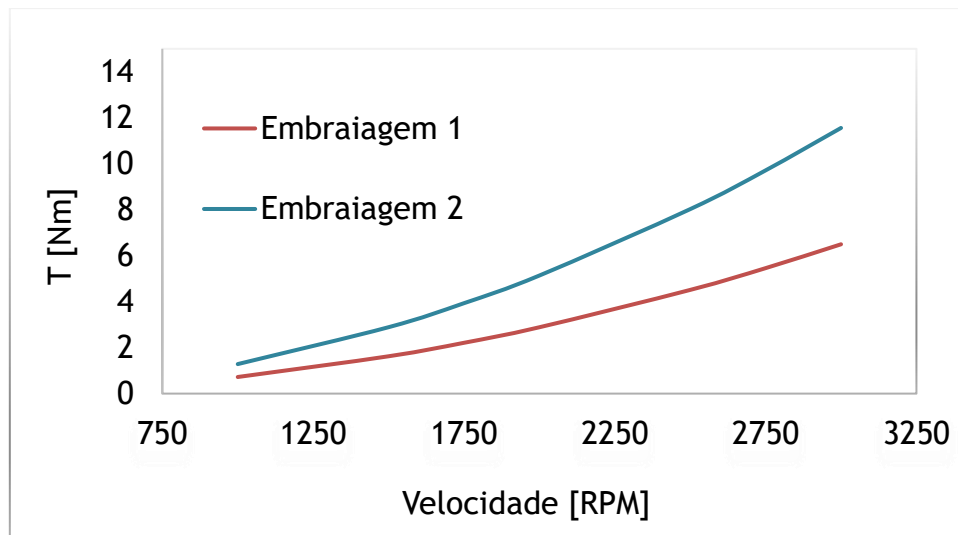


Figura 3.15 -Gráfico comparativo das embraiações centrífugas.

Tal gráfico permite confirmar as suposições iniciais, demonstrando a embraiagem centrífuga multi-disco ser a opção mais adequada, uma vez que esta apresenta maior capacidade de transmissão em relação ao modelo de sapatas. Sendo a capacidade transmissão das embraiações centrífugas dada em função das massas agregadas constata-se que o modelo 2 (multi-disco), para a mesma quantidade de massa e progressivo aumento da velocidade de rotação, esta possibilita transferir um binário consideravelmente superior ao modelo 1 (sapatas), sendo esta uma grande valia ao projeto, que é a capacidade de desenvolver elevados binários a baixas rotações.

Feita a análise comparativa e especificadas a variante de embraiagem e do tipo de transmissão de movimento a utilizar, seguidamente será apresentada a disposição dos elementos como também descrito o modo de funcionamento do conceito de caixa de velocidade idealizado.

No processo de especificação da disposição dos diferentes órgãos mecânicos, a utilizar na caixa de velocidades, foi tido em consideração o princípio de arranjo e funcionamento de uma caixa de velocidades convencional (manual). Assim sendo, da lógica de funcionamento de uma caixa de velocidades convencional, temos que o acoplamento/desacoplamento de uma determinada marcha é estabelecido pela correlação de dois parâmetros distintos, sendo eles a velocidade do veículo e a velocidade de rotação do motor. Pela análise conjugada da velocidade de locomoção do veículo e da rotação apresentada pelo motor é determinada a adequação da marcha vigente ao contexto de locomoção verificado.

Nesta perspetiva temos que o sistema de transmissão deve assegurar a verificação de tal fenómeno, ou seja, a diferenciação da gama de rotação do motor e do eixo das rodas motrizes.

Sendo no caso específico, o acoplamento da 1ª marcha em função da velocidade de rotação do motor e para a 2ª marcha é efetuada tendo em conta a correlação entre a velocidade de locomoção do veículo e a velocidade de rotação do motor. Neste sentido a disposição idealizada para o sistema pode ser visualizada a partir da figura abaixo:

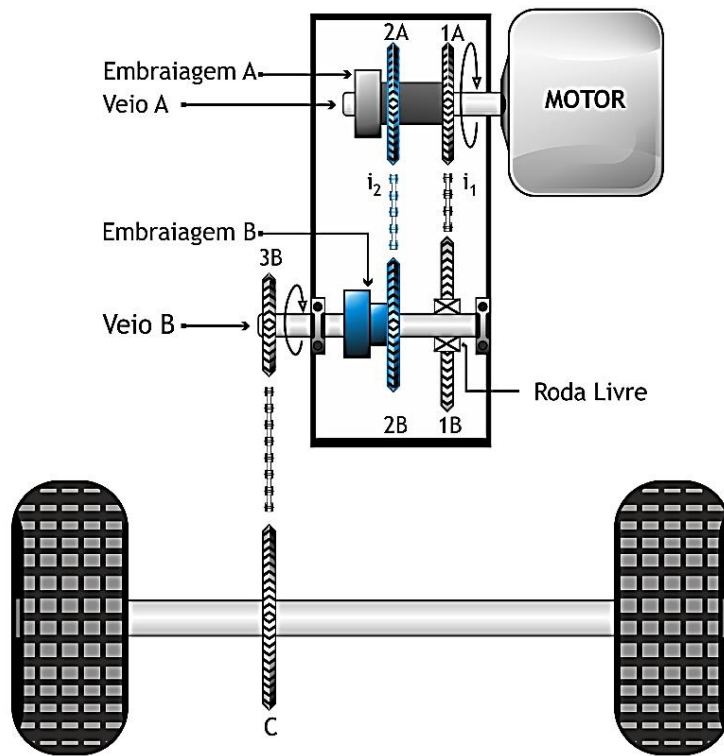


Figura 3.16 - Esquema representativo da caixa de velocidades idealizado.

Neste sistema, teremos o conjunto dos órgãos mecânicos dispostos em três eixos, sendo 1º e 2º eixo referente ao primeiro estágio de transmissão, caracterizando a caixa de velocidades em si, e o 3º eixo caracterizando o segundo estágio de transmissão, referente ao eixo motriz. Analogamente ao sistema convencional de uma caixa de velocidade tais eixos podem ser descritos como tratando-se da árvore primária, que recebe o movimento proveniente da cambota do motor, transmite este movimento à árvore intermediária, que por sua vez irá repassar tal movimento à árvore secundária por via de uma das relações de transmissão da caixa de velocidades, sendo que neste caso a árvore secundária representa o eixo das rodas motrizes do automóvel.

- **Modo de funcionamento**

O mecanismo funcionará da seguinte forma: Tendo sido dado arranque ao motor, este estará funcionando a baixas rotações em modo ralenti, tendo em conta a disposição da primeira embraiagem acoplada ao veio da cambota do motor, ou seja, não se verificando transmissão de movimento entre veios, análogo ao ponto morto de uma caixa de velocidades convencional.

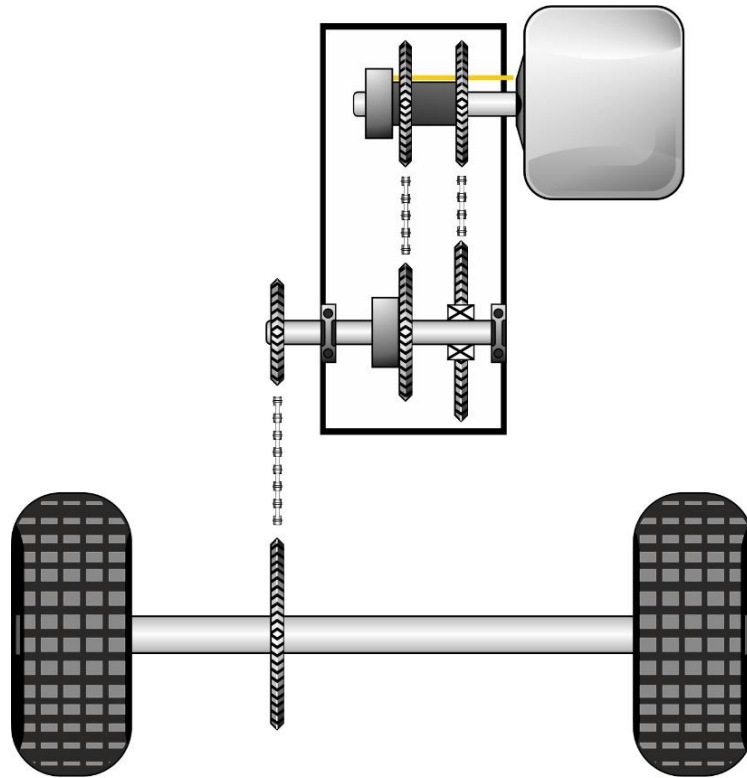


Figura 3.17 - Esquema representativo do funcionamento em ralenti.

Efetuada uma aceleração à velocidade de rotação dar-se-á o início da transmissão de movimento entre os veios e conseqüente início da locomoção do veículo. No entanto, tendo em conta a configuração do sistema, irá verificar-se a transmissão de movimento pelos dois conjuntos de engrenagens, referentes às duas marchas.

Contudo, a transmissão do movimento verificada pelo conjunto da segunda marcha não estará por ora efetivada, ou seja, a rotação verificada no veio B estará regida exclusivamente pela transmissão via primeira marcha. Este cenário é possível pela configuração, em termos da velocidade de rotação necessária ao acoplamento da embraiagem disposta neste veio (embraiagem B), referente à segunda marcha, ainda não se constatar, de modo que neste contexto a transmissão de movimento verificada no veio C será dada pela relação transmissão

 $i_1.$

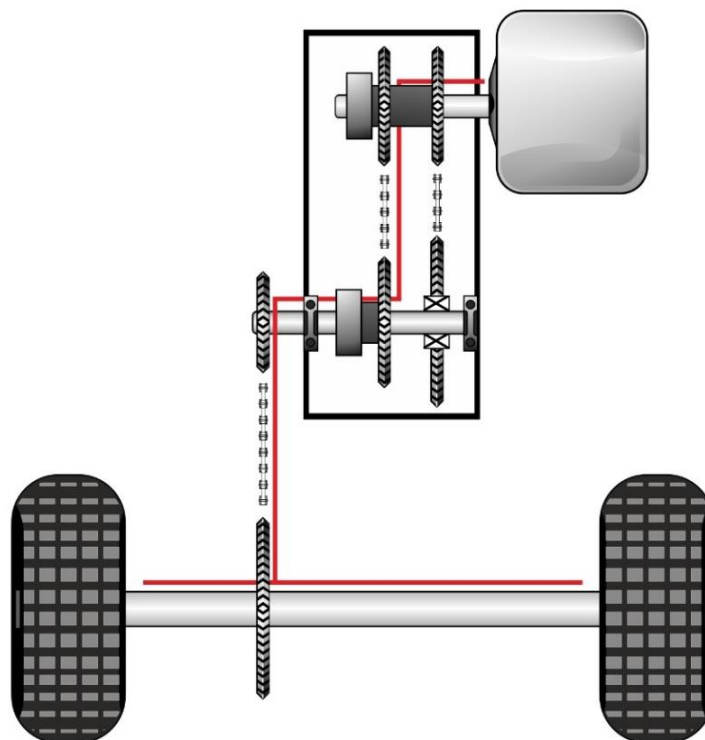


Figura 3.19 - Esquema representativo do funcionamento na segunda marcha.

Detalhamento do sistema

Concluída as especificações e definidos os diferentes componentes, bem como estabelecida a estruturação do sistema e descrita o seu modo de funcionamento, define-se a completa idealização do conceito de transmissão automática proposto.

Assim sendo, seguidamente é apresentado o conjunto das especificações do sistema, como também caracterizados os diferentes componentes da caixa de velocidades, expondo as pormenorizações associadas a cada elemento, sendo conteúdo de trabalho para o próximo capítulo.

Tab. 3.5: Especificações gerais do conceito de caixa de velocidades.

Especificações Gerais	
Tipo de operação	Automática
Tipologia de transmissão de movimento	Corrente
Nº de marchas da caixa de velocidades	2
Velocidade da alteração de marcha	30 [Km/h]
Velocidade máxima do veículo	50 [Km/h]

Componentes do sistema

- Veio de transmissão

O veio deve ser de secção transversal circular, irá prover o eixo de rotação das engrenagens e embraiagens, de modo a transmitir a potência e o movimento. O sistema tem dois veios, sendo suas especificações apresentadas na tabela abaixo:

Tab. 3.6: Dados para dimensionamento do veio.

	Disposição	Velocidade máxima	Binário máximo
Veio A	Horizontal	ω_{motor}	T_{motor}
Veio B	Horizontal	$\omega_{\text{motor}}/i_{AB}$	$T_{\text{motor}} \cdot i_{AB}$

- Rolamentos

Os rolamentos terão como função suportar a carga, desenvolvida pela transmissão movimento entre veios, como também prover o eixo rotacional dos veios.

Tab. 3.7: Dados para dimensionamento dos rolamentos.

Aplicação	Transmissão mecânica
Solicitação de carga	Radial
Velocidade máxima	$\omega_{\text{motor}}/i_{AB}$
Temperatura serviço	80° C

- Correntes

O sistema deverá dispor das correntes de rolos, sendo o modelo mais indicado para este tipo de aplicação. As suas especificações de projeto são apresentadas na tabela abaixo indicada:

Tab. 3.8: Dados para dimensionamento da corrente.

Tipo de corrente	Corrente rolos SIMPLEX
Potência da transmissão	3,6 KW
Passo da corrente	3/8'' (9,525 mm)
Velocidade máxima	ω_{motor}

- Embraiagens

No sistema temos a incorporação de duas embraiagens centrífugas multi-discos. Apesar de esta serem da mesma tipologia deverão apresentar diferentes capacidades de transmissão. As especificações das mesmas são apresentadas na tabela abaixo:

Tab. 3.9: Dados para dimensionamento das embraiagens.

	Embraiagem A	Embraiagem B
Binário máximo	T_{motor}	$T_{\text{motor}} \cdot i_{AB}$
Velocidade de rotação máxima	ω_{motor}	$\omega_{\text{motor}}/i_{AB}$

- Roda-livre

A roda livre irá prover a transmissão da potência e movimento recebido pela engrenagem B1, posteriormente possibilitar que esta desacople do veio. Sendo neste tipo de aplicação indicada a utilização de roda livres da marca FAG referência INA HFL.

Tab. 3.10: Dados para dimensionamento da roda livre.

Aplicação	Transmissão mecânica
Potência da transmissão	3,6 KW
Solicitação carga	Radial
Velocidade máxima	$\omega_{\text{motor}}/i_{AB}$
Temperatura serviço	80° C

4 Desenvolvimento projeto de detalhe do sistema

No presente capítulo objetiva-se o estudo à capacitação das embraiações, a concepção do design do sistema e seguidamente o dimensionamento dos diferentes órgãos mecânicos constituintes do sistema.

4.1 Estudo à capacitação e adequação das embraiações

No sistema têm-se a utilização de duas embraiações da mesma tipologia, embraiações centrífugas multi-discos, contudo estas deverão apresentar diferentes capacidades de transmissão, uma vez estando acopladas em dois veios distintos. Logo suas capacidades de transmissão deve ser concedida em função dos parâmetros característicos dos veios onde se encontram, em concreto, em função da variação do binário e da velocidade de rotação do veio onde se encontra. Neste sentido, evidencia-se que o estudo à embraiagem pressupõe o conhecimento prévio dos parâmetros de binário e velocidade de rotação do seu eixo de acoplamento. Dos dados do motor e tendo em conta a relação de transmissão entre o veio da cambota deste, veio A, e o veio intermédio, veio B, têm-se a seguinte relação binário-velocidade de rotação:


Motor		$i_{ab}=2:1$ 	Veio intermédio	
Rotação [rpm]	Torque[Nm]		Rotação [rpm]	Torque[Nm]
2000	10,2		1000	20,4
2500	10,35		1250	20,7
3000	10,2		1500	20,4
3600	9,6		1800	19,2

Figura 4.1 - Dados da relação de transmissão entre os veios A e B, na primeira marcha.

Com recurso ao programa Microsoft Excel obtém-se as representações gráficas relativa á variação do binário em função da velocidade de rotação nos dois veios. No veio A têm-se a seguinte representação gráfica:

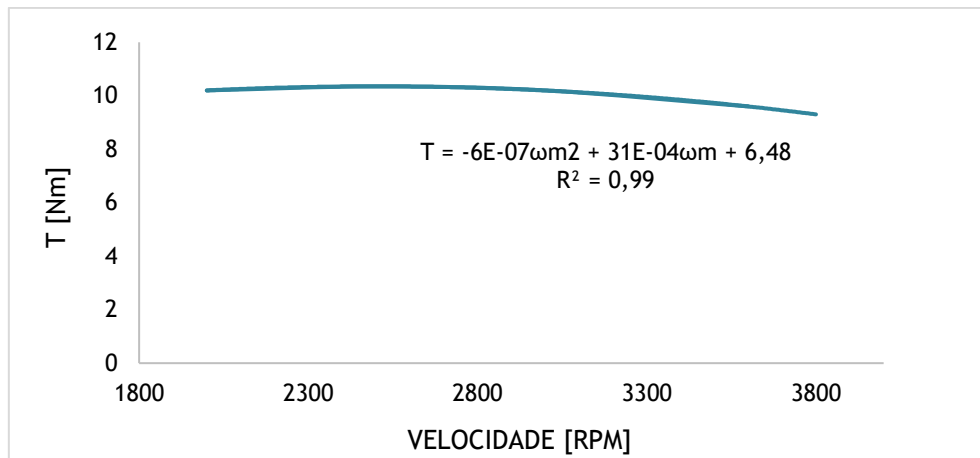


Figura 4.2 - Curva característica do veio A.

No veio B, por sua vez, esta representa a variação binário - RPM do veio, tendo em conta, a relação transmissão i_{ab} na primeira marcha, sendo representado pelo gráfico abaixo indicado:

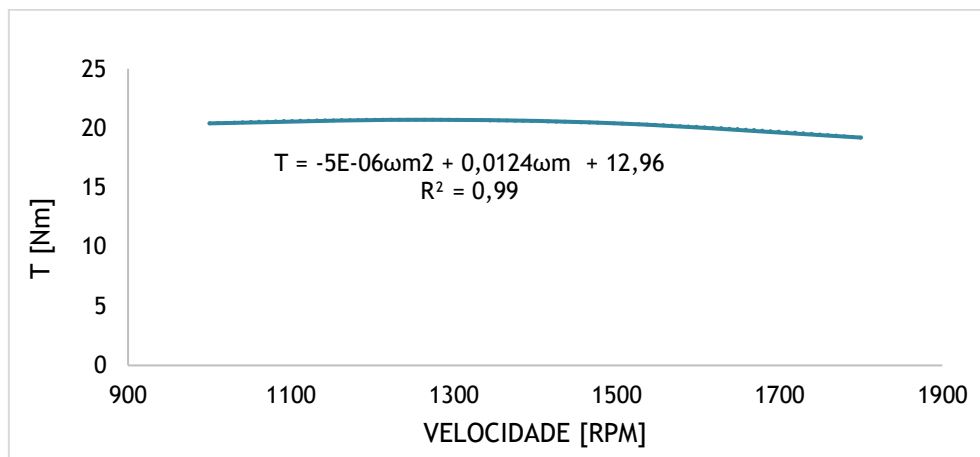


Figura 4.3 - Curva característica do veio B.

Por sua vez, têm-se a capacidade da embraiagem da pela equação 3.10, sendo a sua capacidade de transmissão quantificada em termos do binário desenvolvido em função da variação da velocidade de rotação, esta estará apta a transmitir movimento unicamente quando a sua capacidade de transmissão, de binário, igualar o binário verificado no veio onde se encontra acoplada. Esta condição é graficamente expressa pela interseção da sua curva característica com a curva caraterística do eixo de acoplamento, como esquematicamente representado na figura abaixo:

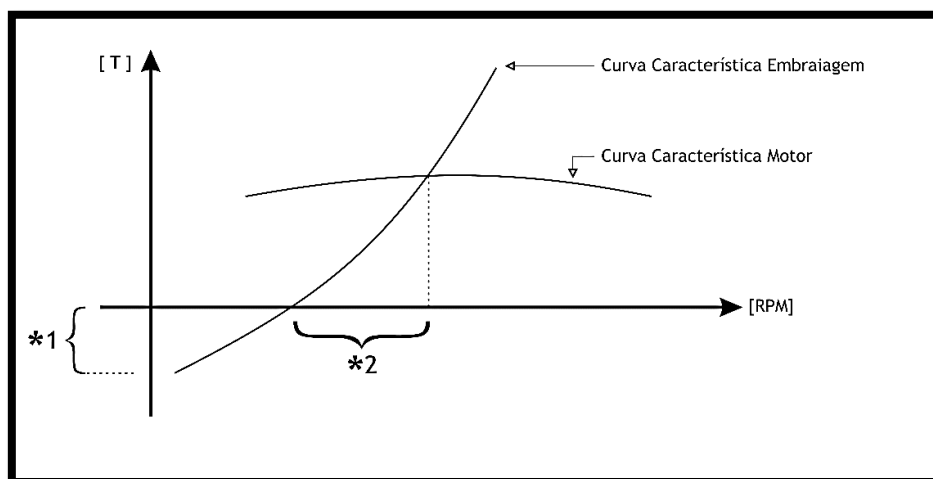


Figura 4.4 - Representação esquemática da lógica do funcionamento da embraiagem centrífuga.

Desta figura tira-se duas ilações importantes, referentes ao funcionamento da embraiagem, sendo elas:

- O segmento da curva representada na componente negativa do eixo das ordenadas é imposta pela ação das molas, tendo como função impedir o acoplamento instantâneo da embraiagem aquando do início de rotação do veio, pelo que estas irão definir as rotações a que se intenciona o início de transmissão pela embraiagem. Pelo que de modo a se ter um acoplamento mais breve da embraiagem é necessário um aumento da massa dos pesos e/ou diminuição da rigidez das molas;
- Outra ilação importante é relativamente ao fenómeno de escorregamento, aqui já referenciado, que representa o período desde que o prato encosta aos discos até a efetivação da transmissão. Tal fenómeno é quantificado em termos do intervalo de RPM em que se verifica, graficamente configura o intervalo, no eixo das abcissas, desde a interseção da sua curva caraterística com o eixo até à sua interseção com a curva caraterística do motor. Sendo tal fenómeno desvantajoso, uma vez que representa uma dissipação de energia, pretende-se que esta seja restringida, ou seja, reduzido o intervalo de rotação em que se verifica.

Desta análise à embraiagem evidencia quais os aspetos a modificar, objetivando uma maior eficiência do mesmo e o aumento da sua capacidade de transmissão. Posto isto e com base na viabilidade de modificação propõe-se as seguintes modificações:

1. Aumento da massa dos pesos: modificando a geometria dos pesos, de forma a que estas apresentem uma maior massa, teremos um aumento da força centrífuga atuante e consequente aumento da capacidade de transmissão da embraiagem.

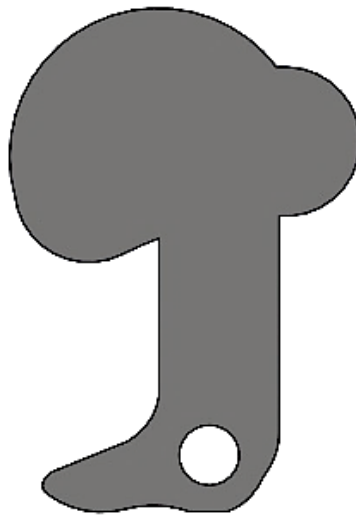


Figura 4.5 - Exemplo do peso da embraiagem modificado.

Esta dedução pode ser explorada pelo gráfico abaixo indicado, comparando a capacidade transmissão da embraiagem original á capacidade da embraiagem tendo em conta a modificação dos pesos.

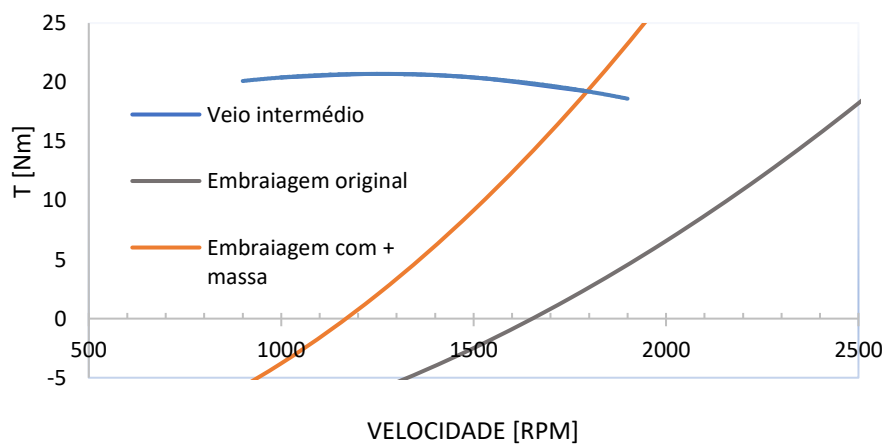


Figura 4.6 - Gráfico comparativo da modificação dos pesos.

2. Aumento do nº de discos de atrito: esta hipótese vê-se viável pela modificação do núcleo da embraiagem, onde, aumentando o seu comprimento longitudinal de forma a que esta possa acoplar uma maior quantidade de discos de fricção, por conseguinte desenvolvendo maiores magnitudes de atrito, teremos um consequente aumento da capacidade transmissão por parte da embraiagem.

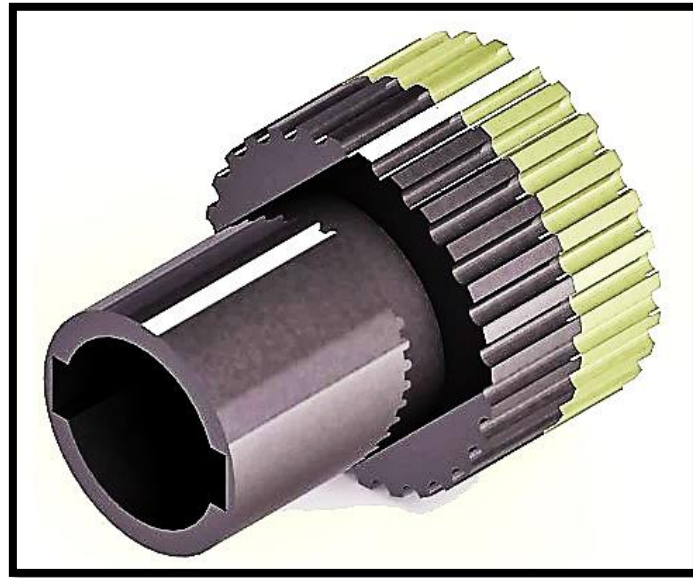


Figura 4.7 - Exemplo do núcleo da embraiagem modificado.

Tal modificação também pode ser constatada pelo gráfico abaixo apresentado.

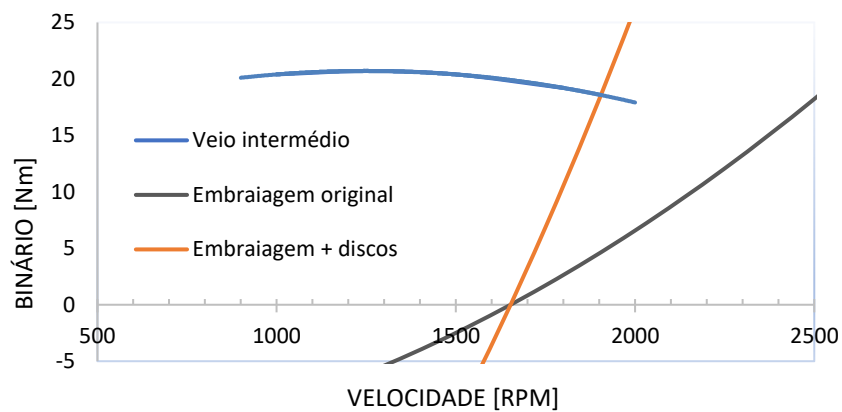


Figura 4.8 - Gráfico comparativo da modificação do núcleo.

Da avaliação destas considerações conclui-se que ambas as modificações são vantajosas à embraiagem, sendo que o aumento da massa dos pesos concede um aumento da capacidade da embraiagem, por conseguinte permitindo um acoplamento a menores velocidades de rotação. Por sua vez o aumento da sua capacidade de agregação de discos de fricção concede à mesma, uma maior verticalidade da sua curva característica, logo uma diminuição do fenómeno de escorregamento, o que se traduz num acoplamento mais veloz.

Não obstante outra constatação pertinente de ser abordada são as modificações geométricas, especificamente à embraiagem a ser instalada no veio B, onde tendo em conta a sua disposição no sistema verifica-se necessária a modificação do furo central da carcaça, de modo a que seja possível dispor a embraiagem axialmente numa posição mais centralizada.



Figura 4.9 - Prato de pesos.

4.2 Desenho do sistema

Seguidamente é apresentado o desenho representativo do sistema da caixa de velocidades, sendo este desenvolvido com recurso ao programa *Solidworks*.

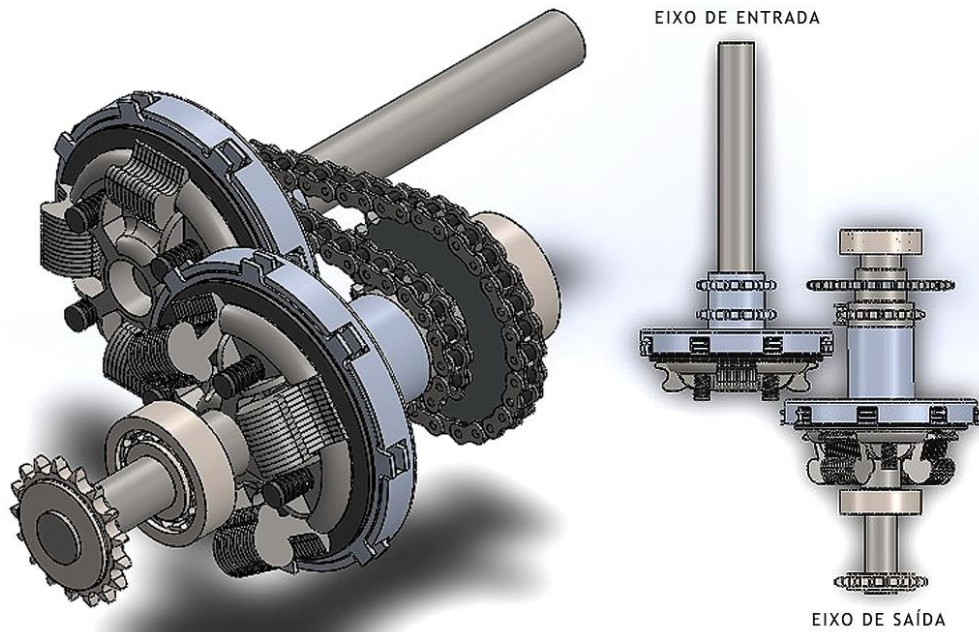


Figura 4.10 - Sistema completo da caixa de velocidades.

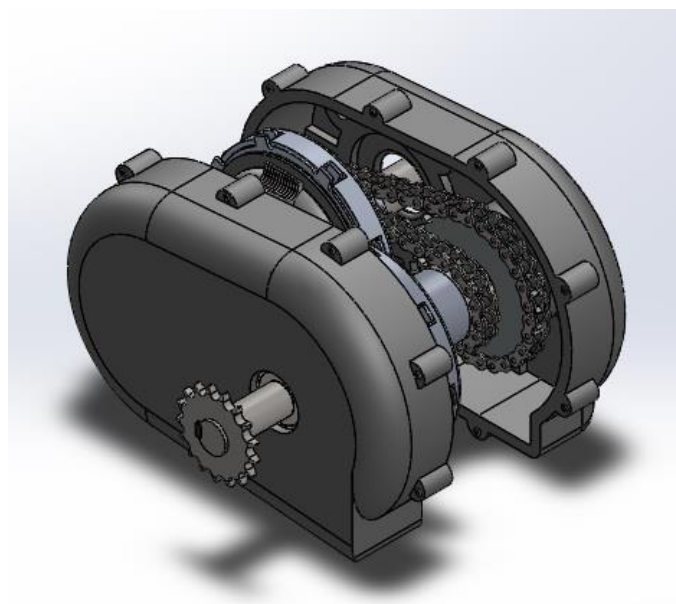


Figura 4.11 -Vista isométrica em caixa de proteção.

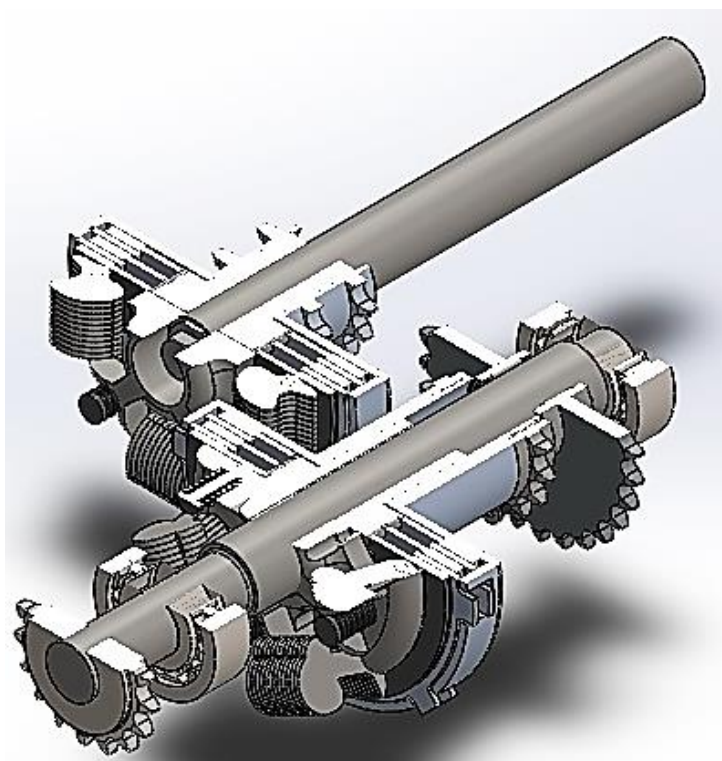


Figura 4.12 -Vista em corte.

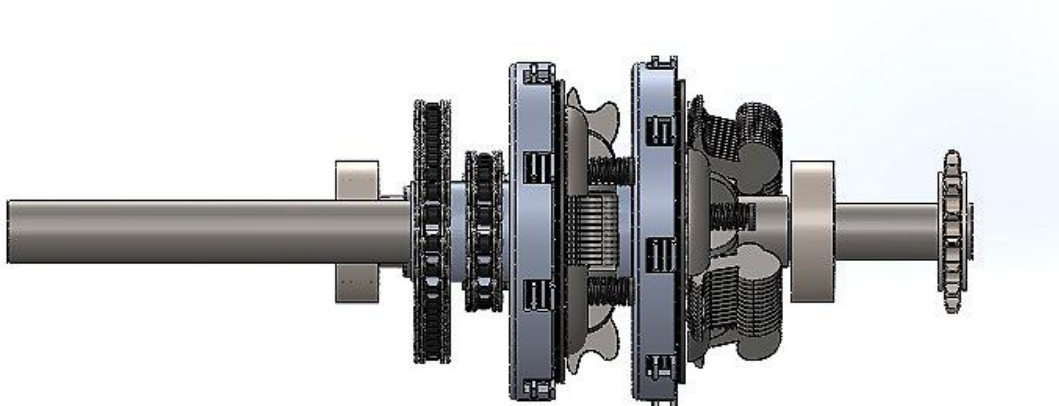


Figura 4.13 -Vista frontal.



Figura 4.14 -Veio A (veio de entrada movimento).

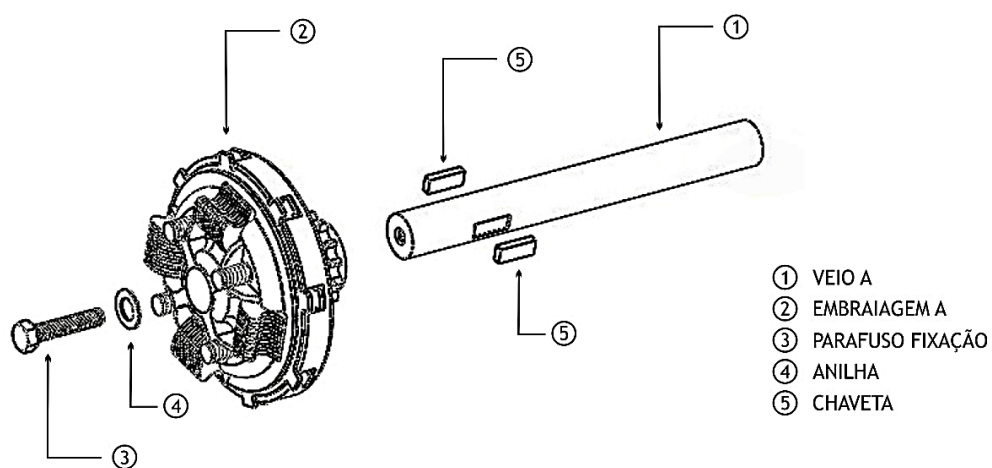


Figura 4.15 -Veio A com legenda.



Figura 4.16 -Veio B (veio de saída movimento).

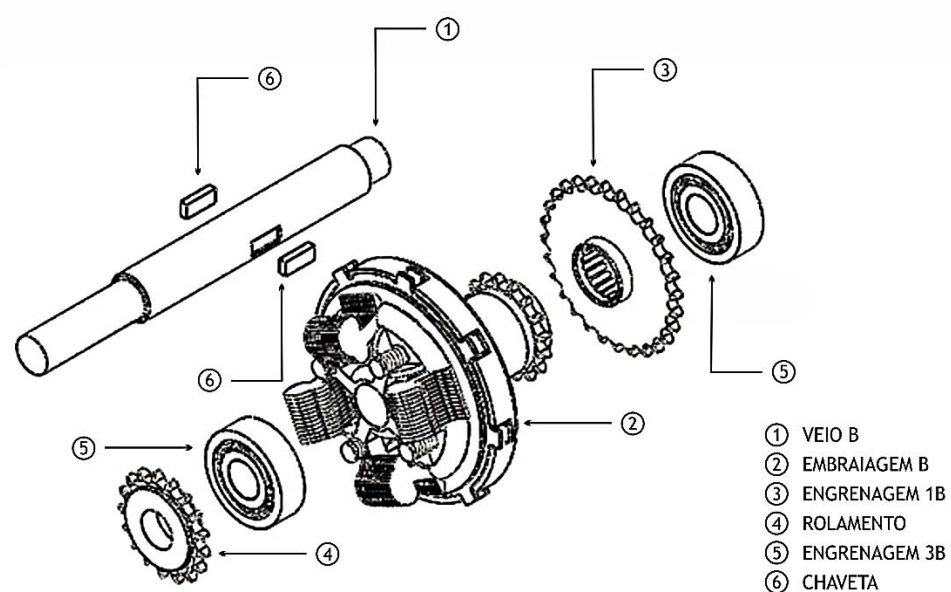


Figura 4.17 -Veio B com legenda.

4.3 Dimensionamento mecânico do sistema

Neste subcapítulo será feito um dimensionamento dos diferentes elementos do sistema, de modo a verificar o cumprimento dos respectivos requisitos mecânicos. Deste modo, para o seguimento do subcapítulo, expõe-se a totalidade das especificações do sistema, pela tabela abaixo apresentado.

Tab. 4.1: Tabela com os diferentes requisitos mecânicos da caixa.

Caixa de Velocidade	
	Requisitos
Gerais	<ul style="list-style-type: none">• Potência de transmissão: 3,6 [KW]• Velocidade máxima de entrada: 3600 [RPM]• Velocidade máxima de saída: 2700 [RPM]
Segurança	<ul style="list-style-type: none">• Sujeito a impactos moderados• Temperatura máxima de funcionamento: 80 [°C]• Confiabilidade elementos: > 90%• Coeficientes segurança mínimo: 1,5• Caixa de proteção
Mecânicos	<ul style="list-style-type: none">• Disposição eixos: alinhados horizontalmente• Esforços na transmissão: torção e flexão
Geométricos	<ul style="list-style-type: none">• Tamanho caixa proteção: mais compacto possível• Tamanho eixos transmissão: mais compacto possível

- **Dimensionamento das correntes**

O dimensionamento das correntes foi feito com recurso ao livro '*Elementos de máquinas*', de Sarkis Melconian, e dos catálogos dimensionamento disponibilizados por fabricantes, sendo considerada a utilização de correntes da marca *Renold*. Têm-se os seguintes dados de dimensionamento:

- Potência a transmitir: 3600 [W]
- Binário máximo: 10.35 [N·m]
- Velocidade máxima: 3600 [RPM]
- Coeficiente segurança pico binário: 1,5
- Tipo corrente: corrente rolo simplex
- Passo da corrente: 3/8'' (9,535 mm)
- Tipo serviço: Operação continua com ocorrência de impactos ligeiros
- Lubrificação: periódica
- Distância entre centros: 90 [mm]
- N° dentes do pinhão: 14
- N° dentes da coroa: 28

A velocidade periférica da corrente é dada por:

$$V_p = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{14 \cdot 9,525 \cdot 3600}{60 \cdot 1000} = 8.9 \text{ m/s} \quad 4.1$$

Onde:

z_1 - n° dentes do pinhão (engrenagem A1)

t - Passo da corrente em [mm]

n_1 - Velocidade de rotação máxima do pinhão em [rpm]

Constata-se que este valor está abaixo do limite de velocidade recomendado na utilização de correntes rolos, sendo de 12 m/s.

Por sua vez a carga tangencial é dada por:

$$F_t = \frac{n \cdot P}{V_p} = \frac{1,5 \cdot 3600}{89,9} = 607 \text{ N} \quad 4.2$$

Onde:

P - Potência a transmitir [W]

n - Fator de segurança de picos de binário ($n=1,5$)

V_p - Velocidade periférica [m/s]

Tendo em conta a funcionalidade da transmissão temos o seguinte fator de serviço:

$$K = k_s \cdot k_l \cdot k_{po} = 1,5 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5 \quad 4.3$$

Como também tendo em conta a velocidade de rotação máxima e o passo da corrente obtemos um fator de segurança $n_s = 10$.

Por sua vez a carga rotura da corrente é dada por:

$$F_{rup} = F_t \cdot n_s \cdot k = 607 \cdot 10 \cdot 1,5 = 9105 \text{ N} \quad 4.4$$

Onde:

F_t - Força tangencial

k - Fator de serviço

n_s - Coeficiente de segurança rotura da corrente (=10)

Recorrendo ao catálogo do fabricante podemos constatar que tal valor referente á força rotura encontra-se abaixo do limite especificado á corrente simples de passo 3/8'', sendo de 10,7 KN.

Para o subsequente dimensionamento do veio é também pertinente a determinação dos diâmetros primitivos das engrenagens.

$$d_{1B} = \frac{t}{\sin(180/z_{1B})} = \frac{9,525}{\sin(180/28)} = 85,07 [mm] \quad 4.5$$

Onde:

t - Passo da corrente em [mm]

z_{1B} - nº dentes da engrenagem 1B

Por sua para a engrenagem 3B temos:

$$d_{3B} = \frac{t}{\sin(180/z_{3B})} = \frac{9,525}{\sin(180/15)} = 45,8 [mm] \quad 4.6$$

Onde:

t - Passo da corrente em [mm]

z_{3B} - nº dentes da engrenagem 3B

- **Dimensionamento do veio intermédio (veio B)**

Um dos requisitos mais importante é a solicitação de potência e binário a que o veio estará sujeito, permitindo obter uma noção geral das necessidades tamanho dos diferentes elementos a ser incorporados no sistema. Uma vez sendo os sistemas de transmissão de potência na sua generalidade especificados em termos da capacidade de potência, esta indicação permite especificar a combinação binário-velocidade de rotação que a unidade deverá suportar

Tab. 4.2: Especificação dos parâmetros dos veios.

Referência	Potência a transmitir	Binário máximo
Veio A	3,6 [KW]	10,35 [N·m]
Veio B	3,6 [KW]	20,7 [N·m]

Do mesmo modo se verifica necessário a especificação tanto da orientação a apresentar pelo eixo como também a especificação da localização axial dos diferentes elementos a serem incorporados, uma vez sendo a sua especificação extremamente importante na subsequente análise e obtenção dos diagramas de esforços.

De realçar que é favorável preservar as distâncias axiais curtas tendo em conta os momentos fletores gerados, sendo que no contexto do projeto aqui desenvolvido a perspectiva da disposição dos diferentes elementos foi obtido com base no desenho do sistema desenvolvido.

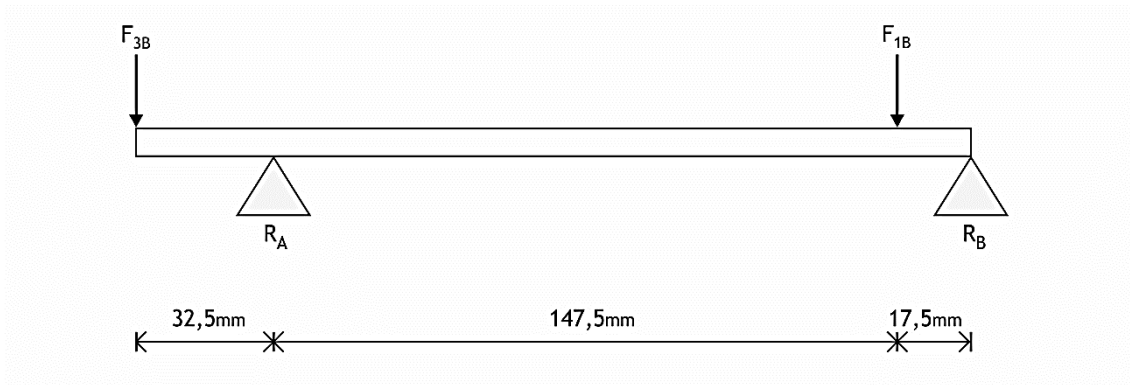


Figura 4.18 -Representação dos esforços na veio B.

Para o seguimento do dimensionamento temos os seguintes dados:

- Potência a transmitir: 3,6 [KW]
- Binário máximo veio intermédio (T_B): 20,7 [N·m]
- Fator de segurança mínimo do veio = 1,5
- Fator de segurança pico binário (ns_t) = 1,5
- Diâmetro primitivo engrenagem 1B (d_{o1B}) = 85,07 [mm]
- Diâmetro primitivo engrenagem 3B (d_{o3B}) = 45,8 [mm]

Temos a consideração de binário atuante no veio dado por:

$$T_B = T_B \cdot ns_t = 20,7 \cdot 1,5 = 31,1 [N \cdot m] \quad 4.7$$

Sendo T_B o binário máximo verificado no veio e ns_t fator de segurança contra picos de binário possíveis de verificar.

Por sua vez as forças tangencias atuantes no veio são dadas por:

$$F_{1B} = \frac{T_B}{d_{o1B}/2} = \frac{31.1}{0.085/2} = 732 \text{ [N]} \quad 4.8$$

$$F_{3B} = \frac{T_B}{d_{o3B}/2} = \frac{31.1}{0.046/2} = 1352 \text{ [N]} \quad 4.9$$

Por sua vez temos os esforços (R_A e R_B) nos apoios (rolamentos) dado por:

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow R_B \cdot (147,5 + 17,5) + F_{3B} \cdot (32,5) - F_{1B} \cdot (147,5) = 0 \quad 4.10$$

$$\Leftrightarrow R_B = \frac{F_{1B} \cdot (147,5) - F_{3B} \cdot (32,5)}{(147,5 + 17,5)} = 388 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_A + R_B - F_{3B} - F_{1B} = 0 \quad 4.11$$

$$\Leftrightarrow R_A = F_{3B} + F_{1B} - R_B = 1696 \text{ N}$$

Uma vez determinada as forças atuantes no veio, é possível esboçar os diagramas do momento flexor e torsor presentes aquando do seu funcionamento. Sendo no caso, uma transmissão por corrente as forças e momentos têm componentes apenas segundo um único plano, onde no caso particular dos eixos rotativos apenas nos interessa a magnitude resultante das mesmas. Sendo assim as forças tangencias atuantes no veio dão origem a atuação dos seguintes momentos no veio:

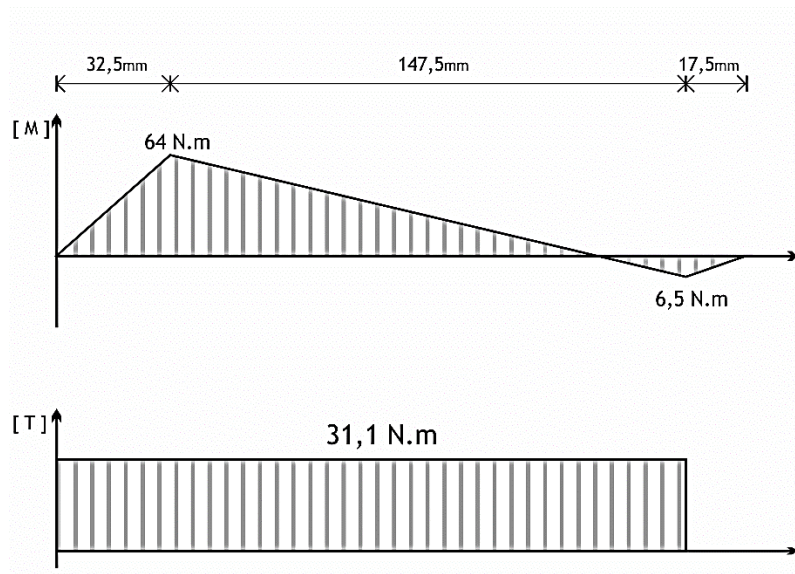


Figura 4.19 -Representação dos diagramas de esforços.

Tendo em conta a natureza rotativa dos veios irá verificar-se a presença de tensões flutuantes e por conseguinte tomando forma sinusoidal, de modo que se constata que padrões periódicos apresentam um único máximo e mínimo, sendo assim pressupõe que o F_{max} e F_{min} são suficientes para caraterizar um padrão de força permitindo a atribuição de uma componente média e uma componente alternante de força. Do mesmo modo numa análise dos diagramas podemos concluir pelo padrão dos esforços presentes no veio têm-se um momento fletor médio nulo, como também um momento torsor alternado nulo. Neste sentido temos os momentos médios e alternantes dados por:

$$M_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{64 - (-64)}{2} = 64 \text{ N} \cdot \text{m} \quad ; \quad M_m = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 4.12$$

$$T_a = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad ; \quad T_m = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{31,1 - 0}{2} = 15,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad 4.13$$

Fatores de concentração de tensão (K_f e K_{fs})

Os termos K_f e K_{fs} são fatores de concentração de tensão na peça tendo em conta os esforços atuantes e devido a mudança de secção, sendo a secção de maior diâmetro de 25 mm e a de menos diâmetro 20 mm e apresentando um raio de arredondamento de 3 mm, como podemos verificar na figura abaixo apresentado.

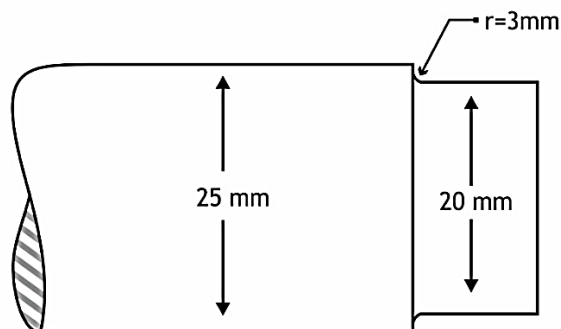


Figura 4.20 -Representação das características da mudança de secção.

Neste seguimento uma vez que o dimensionamento à fadiga depende tanto dos parâmetros de projeto como do material selecionado, temos a necessidade da consideração inicial de um determinado material, onde posteriormente segundo os resultados obtidos e os parâmetros de projeto, será avaliada a sua adequação. Sendo assim, foi selecionado o aço 1040 estirado a frio, apresentado uma tensão de rotura (S_{ut}) de 590 MPa.

Tendo em conta as características do material selecionado e da mudança de secção obtém-se respetivamente os seguintes valores para os fatores de concentração tensão de fadiga por flexão (K_f) e por torção (K_{fs}).

$$K_f = 1.36 \quad K_{fs} = 1.3 \quad 4.14$$

Combinando as tensões pela aplicação do teorema de Von-Mises têm-se os seguintes valores da tensão média equivalente e a tensão alternada equivalente:

$$\sigma a' = (\sigma a^2 + 3\tau a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(K_f \frac{32 Ma}{\pi d^3} \right)^2 + 0 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{1,36 \cdot 32 \cdot 64 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 111 \text{ MPa} \quad 4.15$$

$$\sigma m' = (\sigma m^2 + 3\tau m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[0 + 3 \left(\frac{K_{fs} 16 Tm}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[3 \left(\frac{1,3 \cdot 16 \cdot 15,6 \cdot 10^3}{\pi 20^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 22 \text{ MPa} \quad 4.16$$

Por sua vez seu limite de fadiga (S_e) é dado por:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot 0.5 \cdot S_{ut} \quad 4.17$$

Onde:

- k_a - Fator de modificação condição de superfície
- k_b - Fator de modificação tamanho
- k_c - Fator de modificação de carga
- k_d - Fator de modificação de temperatura
- k_e - Fator de confiabilidade

Tab. 4.3: Fatores modificadores do limite de fadiga da peça (veio B).

Fatores modificadores		
K_a	Aço 1040 estirado a frio	0.83
k_b	Perfil com 20 mm secção transversal	0.9
k_c	Presença esforço flexão e torção	1
k_d	Confiabilidade 90%	0.89
k_e	Temperatura serviço de 80° C	1

Substituindo tais valores na equação acima obtém-se o respetivo limite de fadiga da peça.

$$S_e = 0.83 \cdot 0.9 \cdot 1 \cdot 0.89 \cdot 1 \cdot 0.5 \cdot 590 = 196 \text{ MPa} \quad 4.17$$

Por fim pela aplicação do teorema de falha de Goodman, sendo o mais indicado para o caso, é possível se as especificações do dimensionamento garantem os critérios de segurança imposto ($n \geq 1,5$).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma a'}{S_e} + \frac{\sigma m'}{S_{ut}} = \frac{111}{196} + \frac{22,4}{590} \quad 4.18$$

Onde resolvendo em ordem ao fator segurança (n) temos:

$$n = 1,65$$

Assim sendo conclui-se que o material selecionado oferece plenas condições de funcionamento, excedendo consideravelmente o coeficiente de segurança estabelecido.

- **Dimensionamento dos rolamentos**

Tendo sido determinadas as forças reativas nos apoios e os diâmetros aproximados do veio a seleção dos rolamentos é feita com recurso a catálogos, sendo selecionados de modo a satisfazer os requisitos geométricos e de carga.

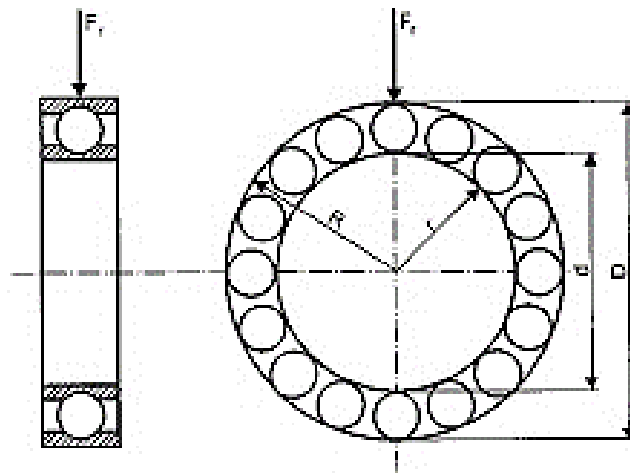


Figura 4.21 -Representação do esforço radial no rolamento [10].

Para o dimensionamento do rolamento temos os seguintes dados:

- Aplicabilidade: caixa redutora
- Tipo de esforço: radial
- Esforço máximo: 2000 [N]
- Diâmetro interno: 20 [mm]
- Diâmetro externo: 52 [mm]
- Rotação máxima: 2500 [RPM]
- Temperatura de serviço: 80 [°C]

Tendo somente esforços radiais a carga dinâmica equivalente (P_r) é dada por:

$$P_r = F_r \leq 2000 \text{ [N]} \quad 4.19$$

Por sua vez o esforço dinâmico (C) é calculado do seguinte modo:

$$C = P \frac{f_l}{f_n} = 2 \frac{2}{0,234} = 17 \text{ KN} \quad 4.20$$

Onde:

f_l – Fator esforços dinâmicos

f_n – Fator da rotação de serviço

P - Carga dinâmica equivalente em KN

Sendo o fator f_l dada em função da aplicação e o fator f_n dependente da velocidade de rotação. Deste modo recorrendo a tabelas teremos os seguintes valores de para tais fatores:

$$f_l = 2$$

$$f_n = 0.234$$

Tendo o diâmetro especificado e o esforço dinâmico calculado, do catálogo temos as seguintes opções:

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de	Classificações de velocidade		Massa	Designações ¹⁾	
d	D	B	dinâmica C	estática C ₀	fadiga P _u	Velocidade de referência	Velocidade-limite		Rolamento de pareamento universal	Rolamento de projeto básico
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
10	30	9	7,02	3,35	0,14	30 000	30 000	0,03	7200 BECBP	7200 BEP
12	32	10	7,61	3,8	0,16	26 000	26 000	0,036	7201 BECBP	7201 BEP
	37	12	10,6	5	0,208	24 000	24 000	0,06	–	7301 BEP
15	35	11	8,8	4,65	0,196	26 000	26 000	0,045	* 7202 BECBP	–
	35	11	8,32	4,4	0,183	24 000	24 000	0,045	–	7202 BEP
	42	13	13	6,7	0,28	20 000	20 000	0,08	7302 BECBP	7302 BEP
17	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBM	–
	40	12	11	5,85	0,25	22 000	22 000	0,065	* 7203 BECBP	–
	40	12	10,4	5,5	0,236	20 000	20 000	0,065	–	7203 BEP
	40	12	11,1	6,1	0,26	20 000	20 000	0,065	–	7203 BEY
	47	14	15,9	8,3	0,355	19 000	19 000	0,11	7303 BECBP	7303 BEP
20	47	14	14,3	8,15	0,345	19 000	19 000	0,11	* 7204 BECBM	–
	47	14	14,3	8,15	0,345	19 000	19 000	0,11	* 7204 BECBP	–
	47	14	14	8,3	0,355	18 000	18 000	0,11	7204 BECBY	–
	47	14	13,3	7,65	0,325	18 000	18 000	0,11	–	7204 BEP
	47	14	14,3	8,15	0,345	19 000	19 000	0,11	* 7204 BECBPH	–
52	15	19	10		0,425	18 000	18 000	0,14	* 7304 BECBPH	–
52	15	19	10		0,425	18 000	18 000	0,14	* 7304 BECBM	–
52	15	19	10		0,425	18 000	18 000	0,14	* 7304 BECBP	–
52	15	19	10,4		0,44	16 000	16 000	0,14	7304 BECBY	–
52	15	17,4	9,5		0,4	16 000	16 000	0,14	–	7304 BEP

Figura 4.22 - Tabela de rolamentos.

Por último a vida útil do rolamento é dada por:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_n \quad 4.21$$

Onde:

L_n - Vida nominal

a_1 - Fator probabilístico falha (-5%)

a_{23} - Fator de lubrificação e temperatura serviço

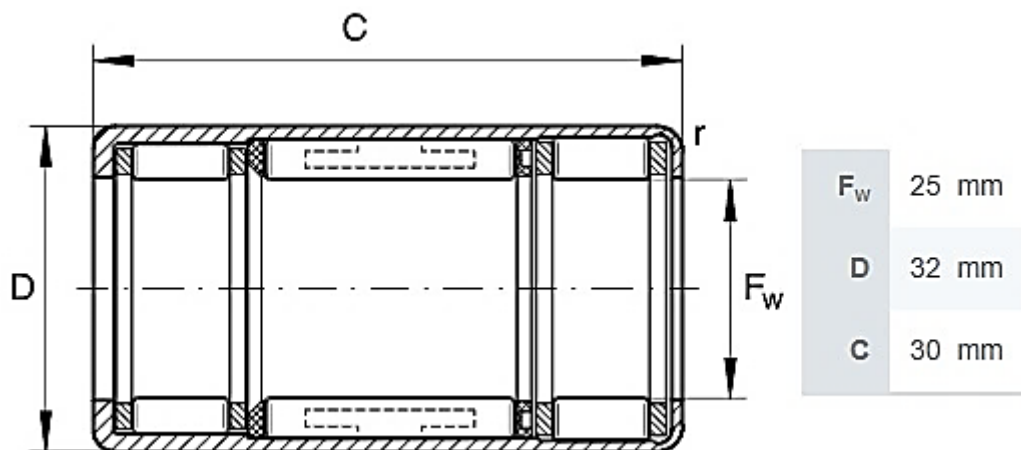
Mais uma vez, tendo em conta as especificações de projeto e o fator de esforços dinâmicos obtêm-se de valores tabelados uma perspectiva vida nominal do rolamento de 5000 horas e os respetivos fatores de modificação da vida nominal, sendo estes:

$$a_1 = 0.62 \text{ e } a_{23} = 1.1$$

Substituindo na equação têm-se a estimativa vida de:

$$L_{na} = 0,62 \cdot 1,1 \cdot 5000 = 3410 \text{ horas}$$

- Dimensionamento da roda livre



• Figura 4.23 - Representação roda livre [A13].

Na escolha de roda livre os principais parâmetros a ter em consideração são a potência a transmitir e o diâmetro interno que esta deverá apresentar de modo a acoplar no veio, sendo assim têm-se os seguintes dados:

- Potência: 4 [KW]
- Velocidade máxima: 2000 [RPM]
- Velocidade angular máxima: 210 [Rad/s]
- Diâmetro interno: 25 [mm]
- Fator segurança (n_f): 2

$$T_{nominal} = \frac{P [W]}{Velocidade [rad/s]} = \frac{3600}{210} = 19 N \cdot m \quad 4.22$$

O binário equivalente é obtido multiplicando o binário nominal pelo fator segurança.

$$T_{eq} = T_{nominal} \cdot n_f = 19 \cdot 2 = 38 N \cdot m \quad 4.23$$

Tendo em conta o valor do binário equivalente obtido e o diâmetro do veio tem-se a seleção da roda livre 'FAG HFL2530'.

buchas livres com rolamentos		
m	44 g	Peso
C_r	10600 N	capacidade de carga dinâmica, radial
C_{0r}	14000 N	capacidade de carga estática, radial
C_{ur}	1930 N	carga limite de fadiga, radial
M_{d per}	66 Nm	torque admissível
n_{GW}	5500 1/min	velocidade máxima com eixo em rotação (aplica-se para lubrificação com graxa e óleo)
n_{GA}	5500 1/min	velocidade máxima com anel externo em rotação (aplica-se para lubrificação com graxa e óleo)

Figura 4.24 Catálogo de rolamentos [A13].

Feito o dimensionamento dos diferentes elementos do sistema comprova-se o cumprimento dos requisitos mecânicos dos mesmos, sendo assim dá-se por concluído o desenvolvimento do conceito de caixa de velocidades. Seguidamente no capítulo 5 será apresentado as conclusões do trabalho.

5. Conclusões

O desenvolvimento do trabalho possibilitou obter diferentes conclusões a respeito da temática abordada. Em primeiro lugar evidenciando a relevância da caixa de velocidades no sistema de transmissão de um veículo, no caso em estudo o veículo *UBicar*, demonstrando a necessidade da implementação no seu sistema de transmissão o que irá permitir obter notáveis melhorias no seu desempenho, concedendo ao mesmo uma maior eficiência, ademais tendo em consideração o âmbito da competição que este participa.

Outra conclusão notável foi a de demonstração da viabilidade de conceção de uma caixa de velocidades automática de controlo exclusivamente mecânica, com recurso a embraiagens centrífugas, demonstrando ser um conceito plausível de investigação e aplicação, particularmente em veículos de pequeno porte.

O estudo do comportamento e modo de funcionamento das duas variantes de embraiagem centrífuga, possibilitou averiguar qual a tipologia de embraiagem centrífuga que permite obter maiores benefícios na aplicação num conceito de caixa de velocidades, sendo a escolhida embraiagem centrífuga multi-discos. O estudo detalhado às características desta embraiagem permitiu também encontrar meios de melhoramento da sua eficiência, em especial na abordagem ao fenómeno de escorregamento, característico desta variante de embraiagem e que representa uma dissipação de energia.

Por último, o desenvolvimento do desenho possibilitou figurar a esquematização do conceito idealizado, exibindo os diferentes elementos constituintes do mesmo, e as suas disposições no sistema. Também com o desenvolvimento do desenho constata-se as modificações necessárias à embraiagem, abordadas no decorrer do trabalho, viabilizando sua aplicação no conceito da caixa de velocidades.

Bibliografias

1. F. J. Fernandes (2017): “Banco de ensaio de motores de combustão para o projeto UBicar”, Covilhã.
2. A. R. C. de Oliveira (2015): “Estudo e implementação do mecanismo de direção mais eficiente no protótipo UBicar”.
3. G. Lechner, H. Naunheimer (1999): “Automotive transmisson fundamentals”
4. Livro “O automóvel”
5. S. S. Raut, D. P. Mali (2014): “Automatic transmisson gearbox with centrifugal clutches”, Índia.
6. J. C. Páscoa (2008): “Introdução ao projeto eletromecânico”, texto de apoio, Universidade da Beira Interior, Covilhã.
7. L. C. Nicolazzi, E. da Rosa, L. C. M. Leal (2001): “Uma introdução à modelagem quase-estática de veículo automotores”, Florianópolis
8. Honda (2017): “Manual do proprietário”
9. G. B. Richart, J. K. Nisbett (2011): “Shigley’s Mechanical Engineering Desig”
10. S. Melconian: “Elementos de máquinas”

Lista de websites consultados

- A.1 https://en.wikipedia.org/wiki/Shell_Eco-marathon
- A.2 <http://www.urbi.ubi.pt/pag/14024>
- A.3 <https://brasilecola.uol.com.br/matematica/cilindradas-um-motor-combustao.htm>
- A.4 <https://sites.google.com/site/comofuncionaocarro/entre-o-motor-e-as-rodas/caixas-manuais>
- A.5 <https://www.ractronicos.pt/racinsights/dsg-6>
- A.6 <http://oautomovel.blogspot.com/2008/12/transmisso-automtica-controlada.html>
- A.7 [https://se.mathworks.com/help/autoblks/ref/continuouslyvariabletransmission.html #](https://se.mathworks.com/help/autoblks/ref/continuouslyvariabletransmission.html#)
- A.8 https://www.researchgate.net/figure/Engrenagens-cilindricas-de-dentes-retos-Engrenagem-exterior-e-engrenagem-interior_fig13_308972331
- A.9 <https://www.mtek.com.br/engrenagens-para-correntes.php>
- A.10 https://www.researchgate.net/figure/Figura-1-Sistemas-constituintes-de-um-automovel-Cortesia-Costa-2007-Quanto-ao_fig1_260084671
- A.11 <http://oldmain.serpent.com/product/808060http://www.cursovitec.com.br/novo/cursos-t%C3%A9cnicos/mec%C3%A2nica-industrial.html>
- A.12 <http://www.ferret.com.au/c/norman-g-clark/norman-g-clark-offer-w-type-pin-guided-centrifugal-clutches-n815660>
- A.13 https://medias.schaeffler.com/medias/pt!hp.ec.br.pr/HFL*HFL2530

Anexos

Anexo A

Imagens da embraiagem centrífuga multi-discos e desenhos técnicos do sistema



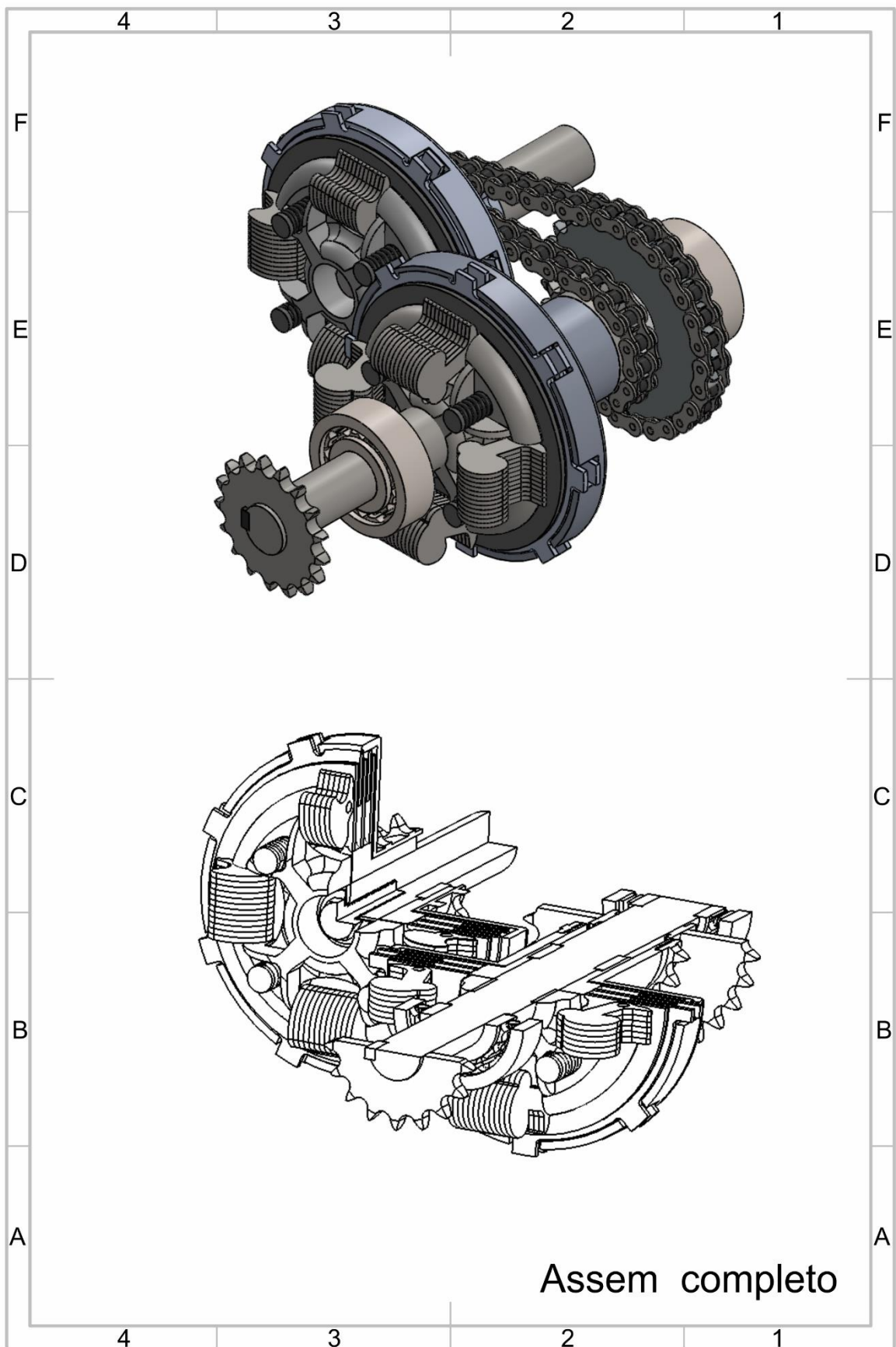


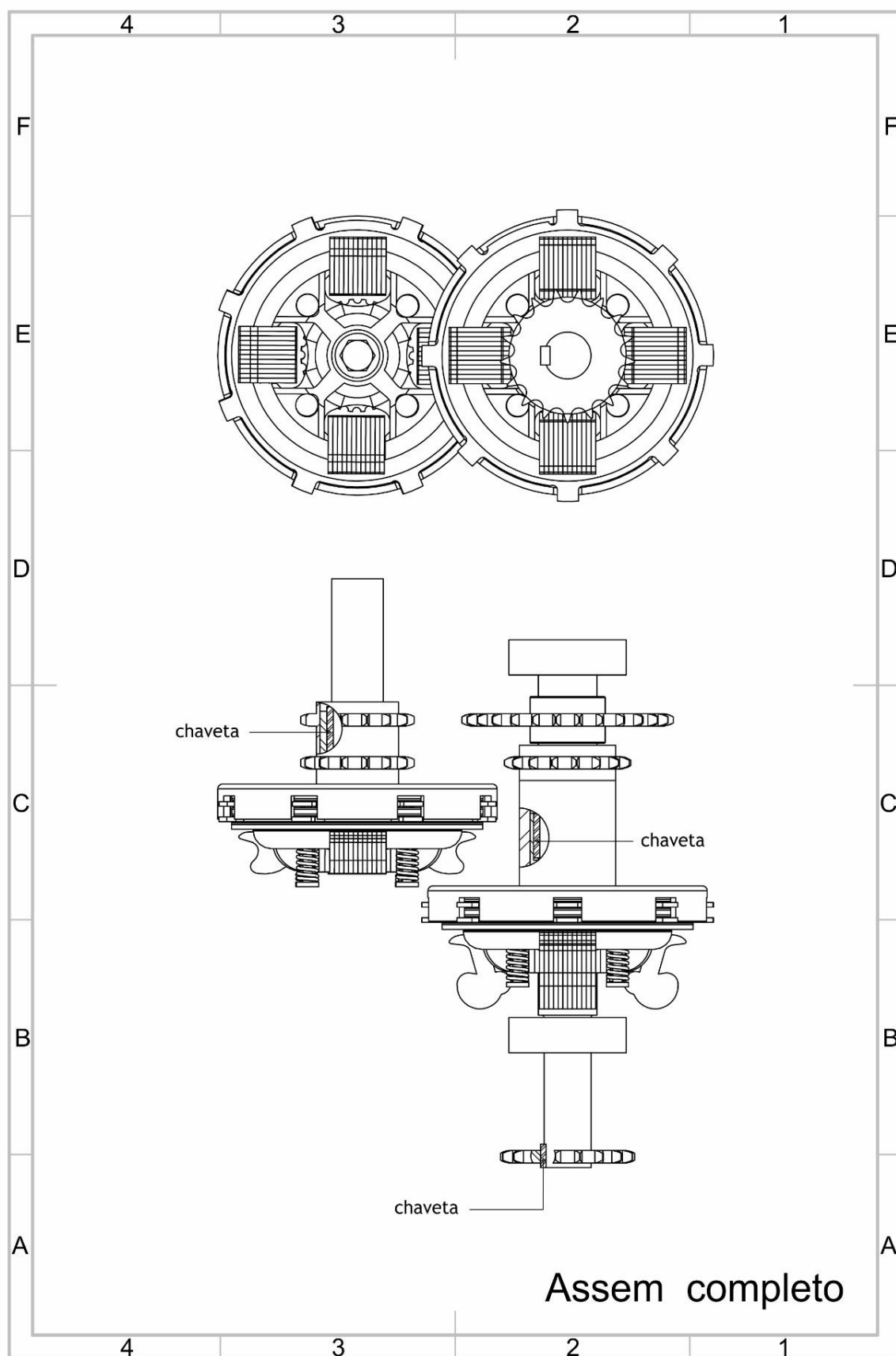


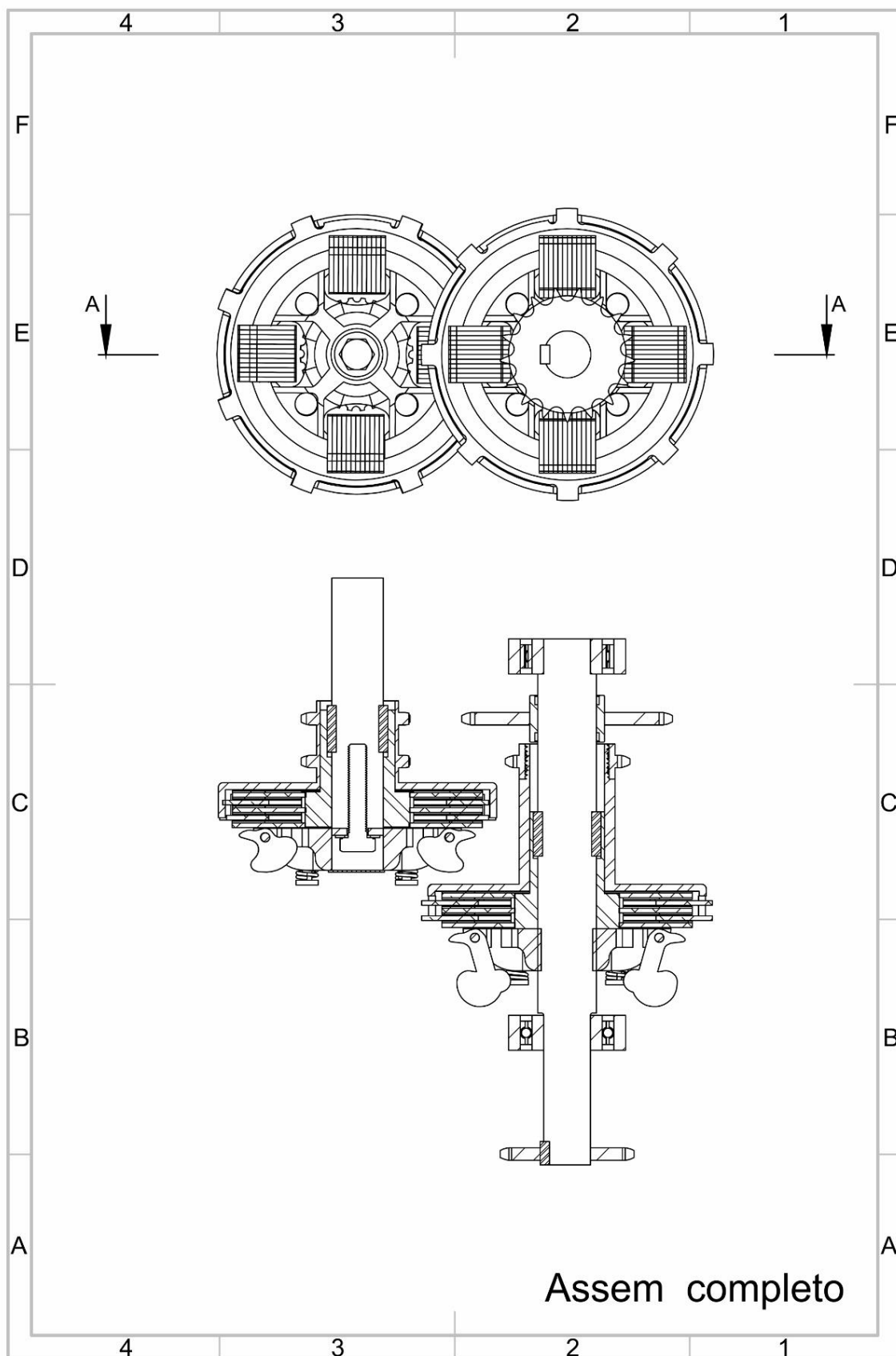


Anexo B

Desenhos do sistema







Anexo C

Esboços utilizado no desenvolvimento dos desenhos

Anexo D

Dados para dimensionamento de correntes

Transmissões por Corrente

(DIN 8180) DIN 8187; 8180; 8188; 8181

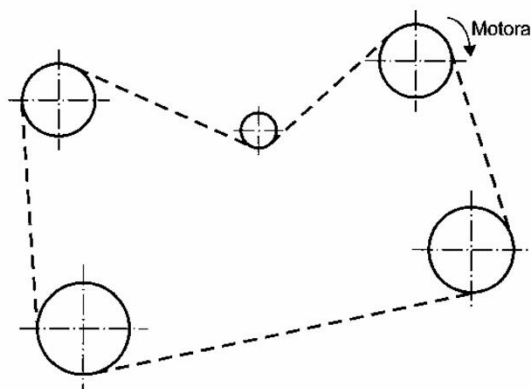
14



14.1 - APLICAÇÕES

Nos locais em que transmissões por meio de engrenagens ou correias não sejam possíveis.

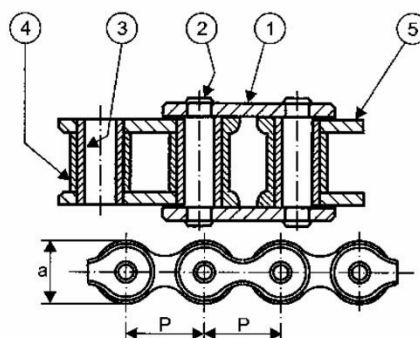
Quando houver a necessidade de acionamento de vários eixos por um único eixo motor. Nesse caso, torna-se de fundamental importância que todas as rodas dentadas pertençam a um mesmo plano.



14.2 - TIPOS DE CORRENTE

14.2.1 - CORRENTES DE ROLOS

- 1) roda dentada
- 2) pino
- 3) bucha
- 4) rolo
- 5) tala



14.3 - RODAS DENTADAS PARA CORRENTES

Em que:

$$\text{Diâmetro primitivo: } d_o = \frac{t}{\sin \alpha}$$

$$\text{mas } \alpha = 180/z \quad d_o = \frac{t}{\sin 180/z}$$

$$\text{diâmetro de base: } d_g = d_o \cos \alpha$$

$$\text{diâmetro interno: } d_i = d_o - 1,01d_r$$

percurso do rolo no engrenamento do elo da corrente.

$$\text{Espessura axial do dente (medida do primitivo) } \ell = 0,95b - 0,25d_r$$

Em que:

b - largura interna da corrente [mm]

d_r - diâmetro do rolo [mm]

ℓ - espessura axial [mm]

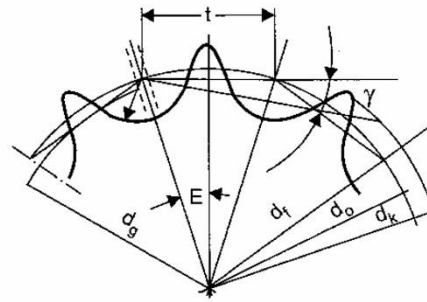
$$\text{diâmetro externo: } d_k = d_o + 0,7d_r \quad (Z < 12)$$

$$d_k = d_o + 0,83d_r \quad (12 < Z < 25)$$

$$d_k = d_o + 0,87d_r \quad (25 < Z < 38)$$

$$d_k = d_o + 0,90d_r \quad (Z < 38)$$

$$\text{diâmetro de divisão: } 2\alpha = \frac{360^\circ}{Z} \quad \text{ângulo dos flancos } \gamma$$



14.4 - RENDIMENTO

O rendimento das transmissões por correntes varia de 0,98 a 0,99.

14.5 - DIMENSIONAMENTO (NORMA GOST-URSS)

14.5.1 - CRITÉRIO DE DESGASTE

O desgaste é o principal critério que deve ser levado em conta nas transmissões por correntes. Os valores encontrados para a roda dentada e a corrente nesse critério asseguram o perfeito funcionamento da transmissão.

Durabilidade

Considera-se a transmissão desgastada quando ocorrer alongamento provocado pelo estiramento das talas e o desgaste das articulações, no momento em que o alongamento atingir aproximadamente 3% do comprimento original.

Corrente dentada:

$$F_{\max} = \frac{F_{\text{rup}} \cdot b}{10 \cdot n_s \cdot k}$$

Em que:

F_{\max} - carga máxima que deve atuar na corrente [N]

F_{rup} - carga de ruptura da corrente (para correntes dentadas é a carga de ruptura atuante em 10 mm da largura) [N]

n_s - coeficiente de segurança [adimensional]

k - fator de operação [adimensional]

b - largura da corrente [mm]

Tabela 3 - Coeficientes de segurança n_s

Passo	RPM da Engrenagem Menor								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
Cor. de rolos 1/2" – 5/8"	7,0	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8
3/4" – 1/4"	7,0	8,2	9,4	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	--
1 1/4" – 1 1/2"	7,0	8,6	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	--	--
Cor. Dentadas 1/2" – 5/8"	20,0	22,2	24,4	28,7	29,0	31,0	33,4	37,8	42,0
3/4" – 1/4"	20,0	23,4	26,7	30,0	33,4	36,8	40,0	46,5	53,5

Fator de Operação k

$$k = k_s \cdot k_{(l)} \cdot k_{po}$$

k_s - fator de serviço

k_s - 1,0 carga constante, operação intermitente

k_s - 1,3 com impactos, operação contínua

k_s - 1,5 impactos fortes, operação contínua

$k_{(l)}$ - fator de lubrificação

$k_{(l)}$ - 1,0 lubrificação contínua

$k_{(l)}$ - 1,3 lubrificação periódica

k_{po} - fator de posição

k_{po} - 1,0 → quando a linha de centro da transmissão é horizontal, ou possui uma inclinação de até 45° com relação à horizontal

k_{po} - 1,3 → quando a linha de centro da transmissão possui uma inclinação superior a 45° em relação à horizontal

É determinada por meio de:

$$F_T = \frac{2M_T}{d_o} \quad [N]$$

Comprimento da Corrente

Em que:

F_T - força tangencial [N]

P - potência transmitida [W]

v_c - velocidade periférica da corrente [m/s]

M_T - torque [N.mm]

d_o - diâmetro primitivo da engrenagem [mm]

Velocidade da Corrente

$$v_c = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 100} \quad (m/s)$$

Em que:

v_c - velocidade da corrente [m/s]

Z_1 - número de dentes do pinhão [adimensional]

t - passo da corrente [mm]

n - rotação [rpm]

Informações Técnicas

As transmissões por corrente devem ser utilizadas somente em eixos paralelos. A relação de transmissão máxima a ser utilizada $i \leq 10$, sendo a faixa ideal $i \leq 6$.

A potência máxima que se tem conhecimento, que foi transmitida até hoje por corrente, é de 5000 cv (~3700 kW) e rotação $n = 5000$ rpm.

Lubrificação

A lubrificação das transmissões por correntes pode ser periódica ou contínua. A lubrificação periódica se realiza com uma azeiteira ou pincel, sendo recomendada para velocidade $v < 4$ m/s.

Nos casos em que a velocidade oscilar de 4 a 6 m/s, aconselha-se submergir a corrente em determinados intervalos, introduzindo o ramal conduzido no lubrificante.

Pressão Admissível

rolos cilíndricos: $P_{adm} = 35 \text{ N/mm}^2$ para $n < 50$ rpm [pinhão]

$P_{adm} = 13,7 \text{ N/mm}^2$ para $n < 2800$ rpm [pinhão]

elos dentados: $P_{adm} = 7,8 \text{ N/mm}^2$ para $n < 2800$ rpm

Área da Superfície de Contato

$$A_s = 0,5 d_r \cdot b_r \quad \text{- articulação simples}$$

Em que:

A_s - área da superfície de contato [mm²]

d_r - diâmetro do rolo [mm]

b_r - largura do rolo [mm]

Para corrente duplex:

$$A_s = 0,76 d_r \cdot b_r$$

Carga Atuante no Eixo

A carga atuante no eixo-árvore é determinada por meio de:

$$F_{arv} = F_T + 2k_o \cdot q \cdot C$$

Sendo:

F_{arv} - carga atuante no eixo [N]

F_T - carga tangencial [N]

k_o - fator de posição [adimensional]

q - peso da corrente [N/m]

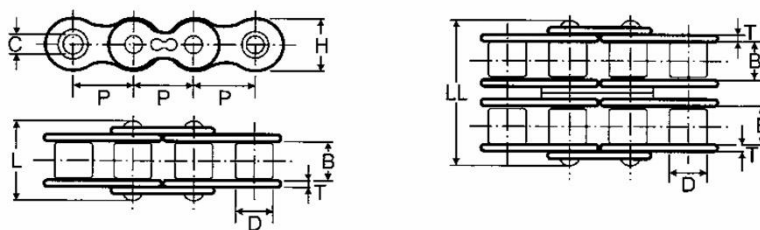
C - distância entre centros [m]

Fator de Posição k_o

k_o - 1 (na posição vertical)

k_o - 2 (a 45°)

k_o - 4 (na posição horizontal)



Correntes de Rolo Série S.

Anexo E

Dados para dimensionamento de rolamentos

Os valores Y devem ser tomados das fórmulas da carga dinâmica equivalente (página 195). O valor Y é o fator do componente de esforço axial F_a . Nos casos para os quais não são indicadas fórmulas, a força axial F_a não é considerada.

No cálculo de rolamentos para fusos pré-carregados também deve ser considerada a força pré-carga. Veja as publicações FAG Nr. WL41 119/5 e WL 41 127.

Capacidade de Carga Estática C_o para Dois Rolamentos de Contato Angular de Esferas e Rolamentos para Fusos Pareados

$$C_o = 2 \cdot C_{\text{rolamento individual}} \quad [\text{kN}]$$

11.7.3.2 - CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE

Rolamentos de contato angular de esferas, séries 72B e 73B com ângulo de contato $\alpha = 40^\circ$.

Rolamento individual:

$$P_o = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,9$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,26 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > 1,9$$

Par de rolamentos nas disposições em O ou X:

$$P_o = F_r + 0,52 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Rolamentos para fusos, séries B719C, B70C e B72C com ângulo de contato $\alpha = 15^\circ$.

Rolamento individual:

$$P_o = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,09$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,46 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > 1,09$$

Par de rolamentos nas disposições em O ou X:

$$P_o = F_r + 0,92 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Rolamentos para fusos, séries B719E, B70E e B72E com ângulo de contato $\alpha = 25^\circ$.

Rolamento individual:

$$P_o = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,3$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,38 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > 1,3$$

Par de rolamentos nas disposições em O ou X:

$$P_o = F_r + 0,76 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Rolamentos

11.7.4 - ROLAMENTOS FAG AUTOCOMPENSADORES DE ESFERAS

11.7.4.1 - CARGA EQUIVALENTE - MEDIDAS DE MONTAGEM

Tratamento Térmico

Os rolamentos FAG autocompensadores de esferas têm um tratamento térmico que possibilita a sua aplicação em temperaturas de serviço de até 150°C. Nos rolamentos com gaiola de poliamida, deve ser respeitado o limite de aplicação desse material.

Pesos

Os pesos mencionados nas tabelas valem para rolamentos com furo cilíndrico. Os pesos indicados para rolamentos com bucha de fixação incluem o peso da bucha.

Carga Dinâmica Equivalente

$$P = F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$
$$P = 0,65 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > e$$

Os valores Y e e estão indicados nas tabelas dos rolamentos.

Carga Estática Equivalente

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Os fatores axiais Y_0 estão indicados nas tabelas dos rolamentos.

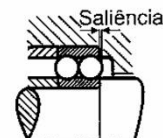
Medidas de Montagem

Os anéis do rolamento somente podem assentar no eixo, no furo da caixa e nas superfícies laterais, mas não encostar nos raios de arredondamento. Conseqüentemente, o maior raio r_g da peça contígua deve ser menor do que a menor dimensão de canto r_{min} do rolamento autocompensador de esferas. A altura do encosto lateral deve ser tal que, mesmo com máxima medida r_g da dimensão de canto do rolamento, ainda haja uma superfície de encosto suficiente. Na tabela seguinte, estão indicados os valores máximos de r_g e mínimos de altura do encosto h.

Na montagem de rolamentos autocompensadores de esferas com bucha de fixação, há que se considerar as medidas do anel de apoio.

Em alguns rolamentos autocompensadores, as esferas sobressaem lateralmente. Os seguintes rolamentos apresentam saliências maiores:

Rolamento	Saliência mm
1319M	1,6
1320M	2,4
1321M	2,5



Par de rolamentos nas disposições em O ou X:

$$P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > e$$

F_r e F_a são as forças atuantes sobre o par de rolamentos. Os valores Y e e são obtidos das tabelas para rolamentos de uma carreira.

Rolamentos de rolos cônicos pareados conforme a Prescrição FAG N11CA:

$$P = F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > e$$

F_r e F_a são as forças atuantes sobre o par de rolamentos. Os valores Y e e valem para o par de rolamentos.

Capacidade de Carga Dinâmica C para um Par de Rolamentos de Rolos Cônicos

Ao montar dois rolamentos de rolos cônicos, do mesmo tamanho e execução na disposição em O ou em X justapostos, obtém-se a capacidade de carga do par de rolamentos de acordo com:

$$C = 1,715 \cdot C_{\text{rolamento individual}} \quad [\text{kN}]$$

Para os rolamentos de rolos cônicos pareados de acordo com a Prescrição FAG N11CA, são indicadas nas tabelas as capacidades de carga para o par de rolamentos.

Nos rolamentos de rolos cônicos integrais, cada rolamento é considerado por si. As tabelas contêm as capacidades de carga dos rolamentos individuais.

11.7.7 - ROLAMENTOS FAG DE ROLOS ESFÉRICOS

11.7.7.1 - EXECUÇÕES - CARGA EQUIVALENTE - MEDIDAS DE MONTAGEM

Carga Dinâmica Equivalente

$$P = F_r + 9,5 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Carga Estática Equivalente

$$P_o = F_r + 5 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Em que:

- C - capacidade de carga dinâmica [kN]
- P - carga dinâmica equivalente [kN]
- f_d - fator de esforços dinâmicos [adimensional]
- f_h - fator de rotação [adimensional]
- f_t - fator de temperatura [adimensional]

Fator de temperatura

Temperatura máxima de serviço	120 °C	200 °C	250 °C	300 °C
Fator de temperatura (f_t)	1,0	0,73	0,42	0,22

11.6 - VIDA ÚTIL DO ROLAMENTO

11.6 - VIDA ÚTIL DO ROLAMENTO

A vida útil do rolamento compreende o período no qual ele desempenha corretamente a sua função. A vida útil termina quando ocorre o desgaste causado pela fadiga do material.

Duração até a Fadiga

A vida nominal de um rolamento L_n é determinada pela norma DIN-622. As recomendações da ISO permitem considerar no cálculo a melhoria na qualidade dos aços e a influência da lubrificação na fadiga do material.

Tem-se então, que:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \quad (h)$$

Sendo:

- L_{na} - duração até fadiga (h)
- a_1 - fator de probabilidade
- a_2 - fator de matéria-prima [adimensional]
- a_3 - fator das condições de serviço [adimensional]
- L_h - vida nominal do rolamento (página 228) [adimensional]

Fator a_1 (probabilidade de falha)

O fator a_1 que prevê a probabilidade de falhas do material devido à fadiga é regido por leis estatísticas, sendo obtido na tabela seguinte:

Probabilidade de falha (%)	10	5	4	3	2	1
Duração	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Fator a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Fator a_2 (matéria-prima)

O fator a_2 considera as características da matéria-prima e o respectivo tratamento térmico.

$1,0 \leq f_s \leq 1,5$ para exigências normais

$0,7 \leq f_s \leq 1,0$ para exigências reduzidas

11.5.1.4 - CARGA DINÂMICA

Quando o rolamento atuar com movimento ($n \geq 10$ rpm), é dimensionado pela capacidade de carga dinâmica (C).

11.5.1.5 - CAPACIDADE DE CARGA DINÂMICA (C)

É a carga sob a qual 90% de um lote de rolamentos atinge um milhão de rotações, sem apresentar sinais de fadiga.

A capacidade de carga dinâmica dos diversos tipos de rolamento é encontrada nas tabelas que compõem os catálogos.

A capacidade de carga dinâmica que deve ter o rolamento para suportar com segurança as cargas aplicadas é determinada por:

$$C = \frac{f_\ell}{f_n} \cdot P$$

Em que:

C - capacidade de carga dinâmica [kN]

P - carga dinâmica equivalente [kN]

f_n - fator de rotação [adimensional]

f_ℓ - fator de esforços dinâmicos [adimensional]

11.5.1.6 - CARGA DINÂMICA EQUIVALENTE (P)

Determina-se a carga dinâmica equivalente quando houver a atuação simultânea de cargas radial e axial no rolamento.

A carga dinâmica equivalente constitui-se de uma suposta carga resultante, sendo definida por meio de:

$$P = xF_r + yF_a$$

Em que:

P - carga dinâmica equivalente [kN]

F_r - carga radial [kN]

F_a - carga axial [kN]

x - fator radial [adimensional]

y - fator axial [adimensional]

11.5.1.7 - ROLAMENTOS EXPOSTOS A ALTAS TEMPERATURAS

Nos rolamentos expostos a altas temperaturas, torna-se necessário considerar um fator de temperatura (ft). Nesse caso, para determinar a capacidade de carga dinâmica, utiliza-se:

$$C = \frac{f_\ell}{f_n \cdot f_t} \cdot P$$

Rolamentos

243

